

**Министерство образования и науки Российской Федерации**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

Институт: Энергетический  
Специальность: 140404 Атомные электрические станции и установки  
Кафедра: Атомных и тепловых электростанций

**ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ**

Тема работы
<b>РАЗРАБОТКА МОЩНОГО ЭНЕРГОБЛОКА ВВЭР НА ПОВЫШЕННЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРА</b>

УДК 621.311.25:621.039.566.001.6

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
<b>5001</b>	<b>Гуков Евгений Владимирович</b>		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
<b>доцент кафедры АТЭС</b>	<b>А.М. Антонова</b>	<b>к.т.н., доцент</b>		

**КОНСУЛЬТАНТЫ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
<b>доцент кафедры менеджмента</b>	<b>С.И. Сергейчик</b>	<b>к.т.н., доцент</b>		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
<b>доцент кафедры экологии и безопасности жизнедеятельности</b>	<b>А.М. Плахов</b>	<b>к.т.н., доцент</b>		

По разделу «Автоматизация технологических процессов и производств»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
<b>доцент кафедры автоматизации техно- логических процессов</b>	<b>Е.В. Иванова</b>	<b>к.ф.-м.н.</b>		

Нормоконтроль

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
<b>ст. преподаватель кафедры АТЭС</b>	<b>М.А. Вагнер</b>	<b>-</b>		

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
<b>атомных и тепловых электростанций</b>	<b>А.С. Матвеев</b>	<b>к.т.н., доцент</b>		

## Реферат

Дипломный проект состоит из 133 страниц, 20 рисунков, 13 таблиц, 1 приложения, 20 источников, 7 листов графического материала.

В ходе выполнения выпускной квалификационной работы были использованы следующие программные средства: Microsoft word, Mathcad, Компас-3D, AutoCAD.

Ключевые слова: предвключенный парогенератор, тепловая схема, конструкторский расчет, балансовый метод, коэффициент полезного действия.

Объектом разработки является горизонтальный предвключенный парогенератор.

Целями дипломного проекта являются выбор схемы системы повышения параметров, определение целесообразности разработки и выполнение конструктивного оформления элементов системы.

В ходе выполнения дипломного проекта установлено, что повышение начальной температуры и температуры промежуточного перегрева пара в энергоблоке АЭС с ВВЭР за счет использования предвключенного парогенератора может обеспечить достаточно высокое повышение тепловой экономичности.

Проведен конструкторский расчет предвключенного парогенератора.

Проведена оценка габаритов и расположения элементов системы повышения параметров.

Сделан вывод о целесообразности внедрения предвключенного парогенератора и первичного перегревателя пара в тепловую схему АЭС.

## Обозначения и сокращения

АЭС – атомная электрическая станция;

ВВЭР – водо-водяной энергетический реактор;

ГЦН – главный циркуляционный насос;

ГЦК – главный циркуляционный контур;

Д – деаэратор;

ЕЦТ – естественная циркуляция теплоносителя;

КПД – коэффициент полезного действия;

ПВД – подогреватель высокого давления;

ПГ – парогенератор;

ПДЛ – погруженный дырчатый лист;

ПЕ – первичный перегреватель;

ПН – питательный насос;

ПНД – подогреватель низкого давления;

ППГ – предвключенный парогенератор;

РО – реакторное отделение;

СПП – сепаратор-пароперегреватель;

СРК – стопорно-регулирующий клапан;

ТН – теплоноситель.

## Оглавление

Введение.....	11
1 Постановка задачи.....	12
2 Расчеты тепловых схем энергоблока АЭС.....	14
2.1 Расчет тепловой схемы энергоблока АЭС на номинальные параметры.....	14
2.1.1 Построение процесса расширения пара в $h$ -с-диаграмме .....	17
2.1.2 Определение расхода пара на турбину.....	25
2.1.3 Расчет показателей тепловой экономичности .....	35
2.2 Расчеты тепловой схемы энергоблока АЭС с использованием предвключенного парогенератора.....	37
2.3 Анализ результатов расчета тепловых схем энергоблока .....	48
3 Конструкторский расчет предвключенного парогенератора .....	51
4 Поверочный расчет основного парогенератора .....	54
5 Компонентные вопросы.....	58
5.1 Расположение предвключенного парогенератора в реакторном отделении .....	58
5.2 Оценка габаритов первичного перегревателя.....	59
6 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение .....	62
6.1 Расчет годовых издержек на топливо.....	62
6.2 Расчет капитальных вложений.....	64
6.3 Расчет годовых эксплуатационных издержек .....	66
6.4 Определение экономического эффекта .....	66
6.5 Оценка экономической эффективности инвестиций .....	67
7 Социальная ответственность.....	71
7.1 Вредные производственные факторы.....	74
7.1.1 Ионизирующие излучения.....	74
7.1.1.1 Источники излучений .....	74
7.1.1.2 Радиационная защита.....	75
7.1.1.3 Регламентированные уровни профессионального облучения .....	76
7.1.1.4 Технические средства и организационные меры по обеспечению радиационной безопасности .....	78
7.1.1.5 Биологическая защита энергоблока.....	79
7.1.1.6 Средства снижения доз профессионального облучения .....	81
7.1.2 Микроклимат .....	82
7.1.3 Освещение.....	82
7.1.4 Электромагнитные, электростатические поля и излучения .....	83
7.2 Опасные производственные факторы .....	84
7.2.1 Механические опасности.....	84
7.2.2 Термические опасности .....	85
7.2.2.1 Расчет тепловой изоляции предвключенного парогенератора .....	85

7.2.3 Электробезопасность .....	86
7.2.4 Пожарная безопасность .....	87
7.2.4.1 Система предотвращения пожаров.....	87
7.2.4.2 Системы противопожарной защиты .....	88
7.2.4.3 Первичные средства пожаротушения.....	88
7.3 Охрана окружающей среды.....	89
7.3.1 Газоаэрозольные выбросы .....	89
7.3.2 Жидкие сбросы .....	90
7.4 Работа в чрезвычайных ситуациях .....	90
7.4.1 Действия СОРО в аварийных ситуациях .....	91
8 Автоматическое регулирование уровня воды в предвключенном парогенераторе.....	93
8.1 Составление заказной спецификации на средства контроля и регулирования.....	95
Заключение.....	100
Список используемых источников .....	102

#### Графический материал:

ФЮРА.693410.002 ТЗ Тепловая схема энергоблока АЭС с ВВЭР с использованием ППГ

ФЮРА.693410.003 СБ Предвключенный парогенератор для энергоблока АЭС с ВВЭР

ФЮРА.693410.004 МЧ План расположения оборудования в реакторном отделении

ФЮРА.693410.005 МЧ План расположения оборудования в машинном зале

ФЮРА.421000.006 С2 Система автоматизированного контроля и управления предвключенного парогенератора

## Введение

В настоящее время самыми распространенными в мире являются АЭС с водо-водяными энергетическими реакторами. Поэтому вопросы повышения экономичности АЭС нужно рассматривать, основываясь именно на такие типы энергоблоков.

Одной из основных проблем энергоблоков АЭС с ВВЭР является низкая тепловая экономичность вследствие невысоких параметров пара в паротурбинных установках. По целому ряду физических и технических причин современные паропроизводящие установки данных энергоблоков не могут генерировать пар высоких параметров.

Другая проблема обусловлена повышенным влиянием влажности на относительный внутренний КПД проточной части влажнопаровых турбин, с которыми работают энергоблоки АЭС с ВВЭР. Это негативно сказывается на экономичности и надежности турбоустановки.

Вследствие этого возникает необходимость поиска возможных вариантов повышения эффективности АЭС с влажнопаровыми турбоустановками.

Одним из способов повышения термодинамической эффективности АЭС с ВВЭР является повышение параметров пара турбоустановок. Стремление использовать хорошо отработанные мощные энергоблоки с ВВЭР-1000 для создания новых энергоблоков ограничивает температуру свежего пара температурой теплоносителя на выходе из реактора (322 °С) и температурным напором парогенератора. Поэтому целесообразно рассмотрение установок с небольшим начальным перегревом при температуре теплоносителя, принятой в серийных ВВЭР-1000.

## 1 Постановка задачи

Одним из эффективных способов уменьшения влажности и повышения тепловой экономичности АЭС с ВВЭР является увеличение начальной температуры и температуры промперегрева пара до более высоких значений. Это может быть обеспечено за счёт подачи на промежуточный пароперегреватель и первичный перегреватель греющего пара более высокого давления, генерируемого в специальном предвключённом парогенераторе (ППГ), который устанавливается перед основным парогенератором [1]. Существует ряд схемных решений системы повышения параметров, различающихся местом подвода дополнительной теплоты из ППГ и местом отвода конденсата:

1. Подвод теплоты в промежуточном перегревателе с замкнутым контуром пара ППГ и его конденсата.
2. Подвод теплоты в пароперегревателе свежего пара и промежуточном перегревателе с замкнутым контуром пара ППГ и его конденсата.
3. Подвод теплоты в промежуточном перегревателе с отводом конденсата греющего пара в общую для основного и предвключённого парогенераторов линию питательной воды.
4. Подвод теплоты в пароперегревателе свежего пара и промежуточном перегревателе с отводом конденсата греющего пара в общую для основного и предвключённого парогенераторов линию питательной воды.

Целями дипломного проекта являются выбор схемы системы повышения параметров, определение целесообразности разработки и выполнение конструктивного оформления элементов системы.

Выбор схемы системы повышения параметров предполагается на основе сопоставления относительного повышения тепловой экономичности энергоблока АЭС с использованием предвключенного парогенератора по сравнению с базовым вариантом энергоблока АЭС с ВВЭР (на номинальные параметры).

Основные задачи проектирования:

- Оценка тепловой эффективности вариантов тепловых схем с использованием предвключенного парогенератора;
- Выбор наиболее эффективной по критериям тепловой экономичности тепловой схемы, а также обоснование возможности ее практической реализации.
- Оценка возможности использования в данной тепловой схеме элементов основного стандартного оборудования, таких как парогенератор, турбина, ГЦН;
- Оценка технико-экономических показателей выбранной тепловой схемы;
- Разработка автоматизированной системы управления предвключенного парогенератора;
- Рассмотрение вопросов социальной ответственности.



## 2 Расчеты тепловых схем энергоблока АЭС

Для определения влияния начальных параметров и параметров промпрегрева пара на эффективность различных тепловых схем, необходимо сначала провести расчет тепловой схемы в базовом варианте при работе на номинальных параметрах пара.

### 2.1 Расчет тепловой схемы энергоблока АЭС на номинальные параметры

Целью данного раздела является определение расходов и параметров пара во всех точках установки при заданной электрической мощности энергоблока, а также определение показателей тепловой экономичности.

Для достижения этой цели необходимо: определить параметры рабочего тела, в том числе – построить процесс расширения пара в турбине и турбоприводе в  $h$ - $s$ -диаграмме; составить и решить системы уравнений для поиска расходов пара в отборы; определить расход пара на турбину.

Расчет ведется балансовым методом в относительных расходах. Принципиальная тепловая схема и основные параметры турбоустановки К-1000-60/1500-2 представлены на рисунке 2.1 и в таблице 2.1. [2]

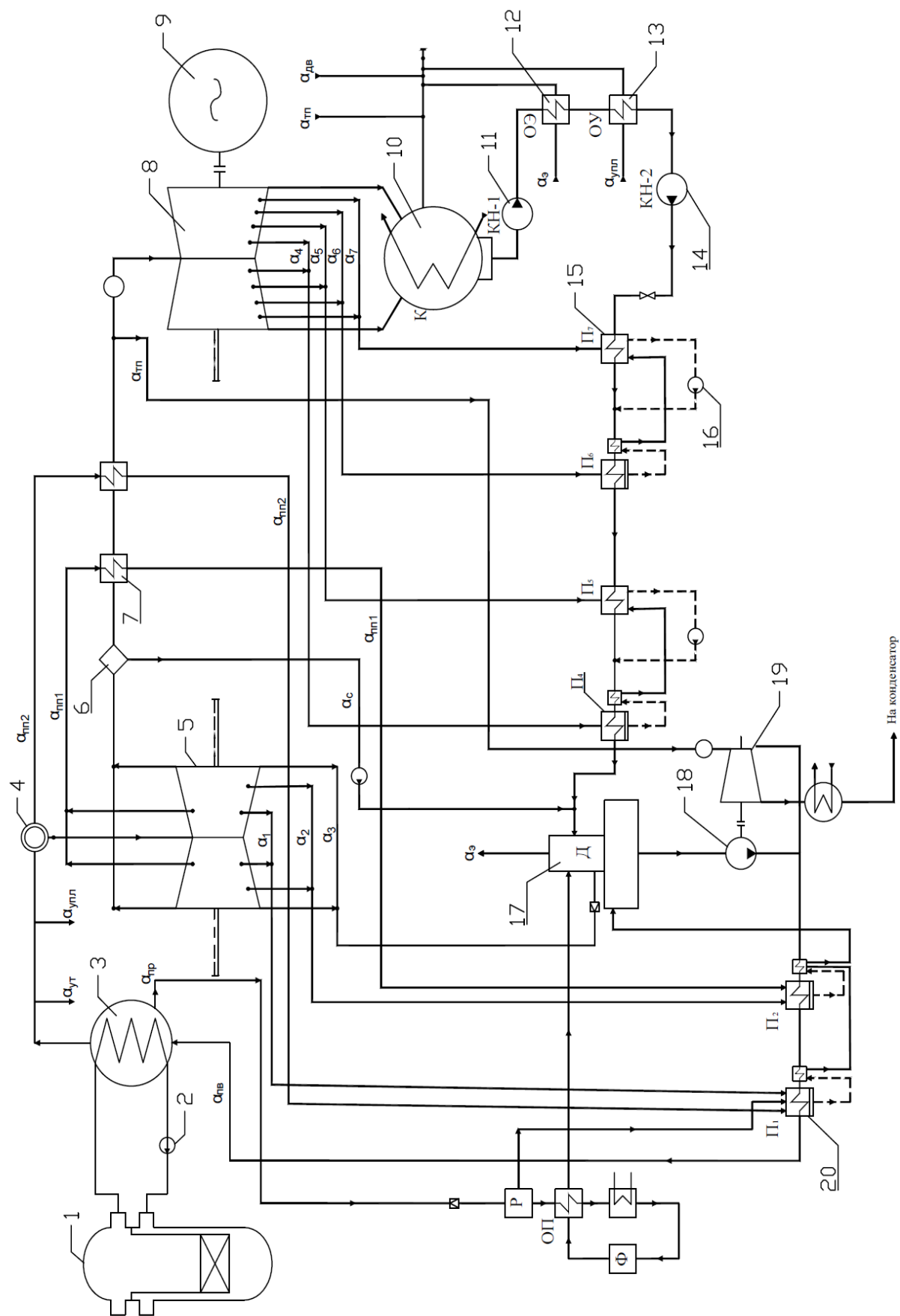


Рисунок 2.1 – Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-1000-60/1500-2

Обозначения на рисунке 2.1:

1 - реактор; 2 - ГЦН; 3 - парогенератор; 4 - стопорный клапан; 5 – ЦВД турбины; 6 - сепаратор; 7 – промперегреватель; 8 - ЦНД турбины; 9 – электрогенератор; 10 - конденсатор; 11 - конденсатный насос первой ступени; 12,13 – охладители эжекторов; 14 - конденсатный насос второй ступени; 15 – подогреватель низкого давления; 16 – дренажный насос подогревателя низкого давления; 17 – деаэратор; 18 – питательный насос; 19 – турбопривод питательного насоса; 20 – подогреватель высокого давления.

					ФЮРА.693410.001 ПЗ	Лист
						16
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата.		

### 2.1.1 Построение процесса расширения пара в hs-диаграмме

На рисунке 2.2 показан процесс расширения пара в турбине насыщенного пара с двухступенчатым промежуточным перегревом и сепарацией пара с 7 нерегулируемыми отборами. Отбор из выхлопа ЦВД идет в Д.

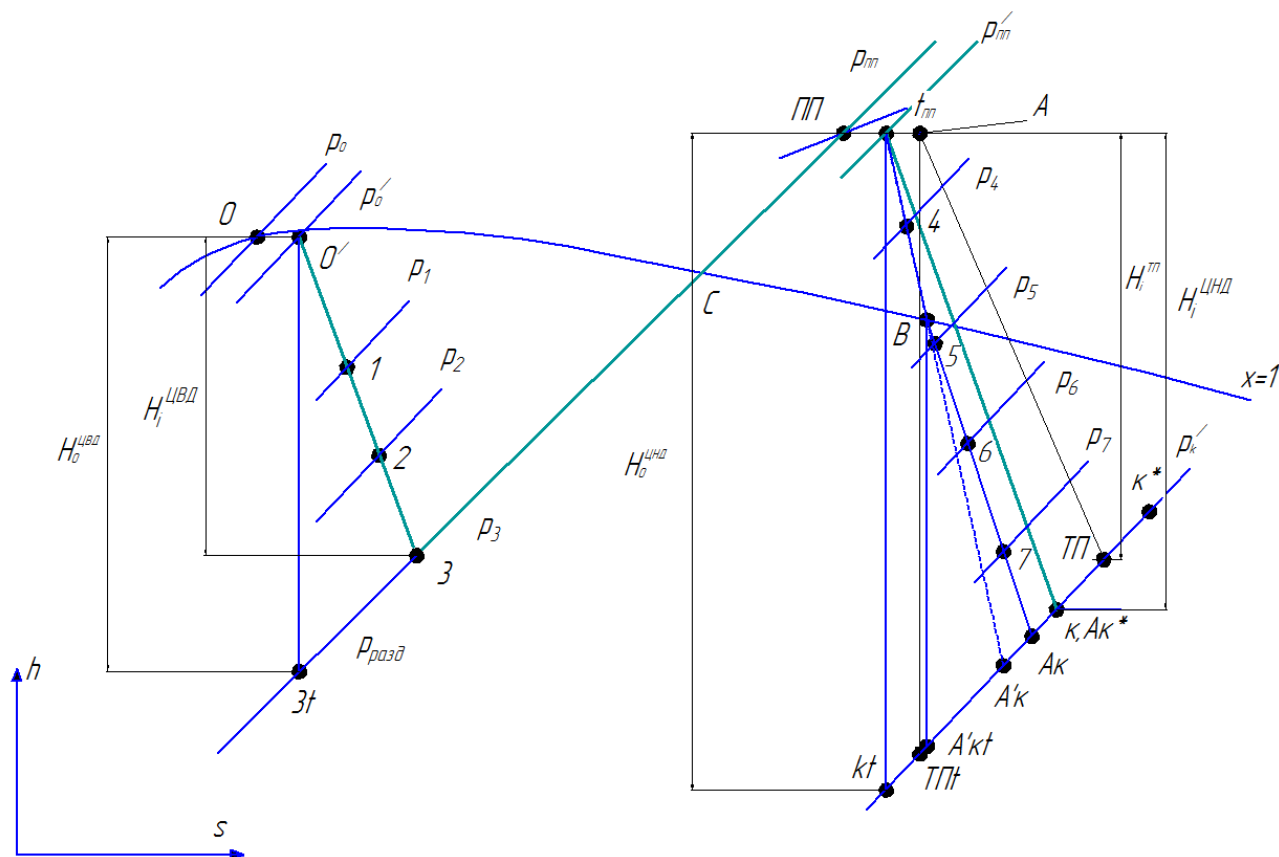


Рисунок 2.2 – Процесс расширения пара в турбине с учетом влияния влажности

Параметры точки 0:

$$p_0 = 5,88 \text{ МПа}, t_0 = 274,3 \text{ }^{\circ}\text{C}, h_0 = 2778 \text{ кДж/кг}.$$

Параметры точки 0':

$$p'_0 = 5,68 \text{ МПа}, t'_0 = 272 \text{ }^{\circ}\text{C}, h'_0 = 2778 \text{ кДж/кг}.$$

Давление пара за ЦВД  $p_{\text{разд}} = p_3 = 1,14 \text{ МПа}.$

Располагаемый теплоперепад ЦВД:

$$H_{\text{оЦВД}} = h_0 - h_{3t} = 2778 - 2487 = 291 \text{ кДж/кг}, \quad (2.1)$$

где  $h_{3t} = 2487$  – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения пара в ЦВД, кДж/кг.

В первом приближении принимаем  $\eta_{oi}^{ЦВД} = 0,840$  – значение относительного внутреннего КПД ЦВД, согласно [3]. Итерационный расчет оканчивается, когда расхождение с ранее принятым КПД менее 0,5 %.

Действительный теплоперепад ЦВД без учета потери с выходной скоростью последней ступени ЦВД:

$$H_{iЦВД}^* = H_{0ЦВД} \cdot \eta_{oi}^{ЦВД} = 291 \cdot 0,840 = 244 \text{ кДж/кг.} \quad (2.2)$$

Энтальпия пара в первом отборе:

$$h_1 = 2674 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия пара во втором отборе:

$$h_2 = 2604 \text{ кДж/кг.}$$

Параметры пара в третьем отборе:

$$h_3 = 2534 \text{ – энтальпия пара в третьем отборе, кДж/кг;}$$

$$y_3 = 0,124 \text{ – влажность пара в точке 3.}$$

$y_3 < y_{3доп} = 0,150$  – не превышает допустимое значение конечной влажности пара в ЦВД.

Потеря с выходной скоростью последней ступени ЦВД:

$$\Delta H_{всв} = 4 \text{ кДж/кг.}$$

Окончание процесса расширения пара в ЦВД:

$$h_3^* = h_3 + \Delta H_{всв} = 2534 + 4 = 2538 \text{ кДж/кг.} \quad (2.3)$$

Действительный теплоперепад ЦВД с учетом потери с выходной скоростью последней ступени ЦВД:

$$H_{iЦВД} = h_0 - h_3^* = 2778 - 2538 = 240 \text{ кДж/кг.} \quad (2.4)$$

Давление пара в сепараторе:

$$p_c = 0,98 \cdot p_3 = 0,98 \cdot 1,14 = 1,1172 \text{ МПа.} \quad (2.5)$$

Давление пара после СПП:

$$p_{пп} = p_c - \Delta p_{спп} = 1,1172 - 0,0340 = 1,0832 \text{ МПа.} \quad (2.6)$$

Энтальпия пара после СПП (энтальпия пара на входе в ЦНД):

$$h_{пп} = f(p_{пп}, t_{пп}) = 2940 \text{ кДж/кг.} \quad (2.7)$$

Определяем давление пара  $p'_k$  на выходе из ЦНД с учетом потери давления в выхлопном патрубке турбины, которая составляет 4% от  $p_k$ :

$$p'_k = 1,04 \cdot p_k = 1,04 \cdot 0,0035 = 0,0036 \quad (2.8)$$

Располагаемый теплоперепад ЦНД:

$$H_{\text{оЦНД}} = h_{\text{пп}} - h_{\text{кт}} = 2940 - 2066 = 874 \text{ кДж/кг}, \quad (2.9)$$

где  $h_{\text{кт}} = 2066$  – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения пара в ЦНД, кДж/кг.

Процесс расширения пара в ЦНД начинается в области перегретого пара, а заканчивается в области влажного пара, поэтому сначала вычисляем КПД ЦНД при расширении в нем перегретого пара без учета потери с выходной скоростью:

$$\eta_{\text{оЦНД}}^{\text{пп}} = 0,87 \cdot \left( 1 + \frac{H_{\text{оЦНД}} - 400}{10000} \right) \cdot k_n \cdot k_\ell, \quad (2.10)$$

где  $k_n = 1,005$ ;

$k_\ell = 1$ .

$$\eta_{\text{оЦНД}}^{\text{пп}} = 0,87 \cdot \left( 1 + \frac{874 - 400}{10000} \right) \cdot 1,005 \cdot 1 = 0,9158.$$

После этого определяем действительно использованный теплоперепад ЦНД при расширении перегретого пара:

$$H'_{\text{иЦНД}} = H_{\text{оЦНД}} \cdot \eta_{\text{оЦНД}}^{\text{пп}} = 874 \cdot 0,9158 = 800, \text{ кДж/кг}. \quad (2.11)$$

Точка  $A'_k$  – это окончание действительного процесса расширения перегретого пара в ЦНД.

Энтальпия в точке  $A'_k$  равна  $h_{A'_k} = 2140$  кДж/кг.

Энтальпия в точке В равна  $h_B = 2730$  кДж/кг.

Линия В–  $A'_{\text{кт}}$  – это располагаемый теплоперепад на ЦНД в области влажного пара  $H_{\text{оЦНД}}^{\text{вл}}$ . Энтальпия в точке  $A'_{\text{кт}}$  равна  $h_{A'_{\text{кт}}} = 2085$  кДж/кг.

$$H_{\text{оЦНД}}^{\text{вл}} = h_B - h_{A'_{\text{кт}}} = 2730 - 2085 = 645 \text{ кДж/кг}. \quad (2.12)$$

КПД ЦНД для области влажного пара без учета потери с выходной скоростью:

$$\eta_{oiцнд}^{вл} = \eta_{oiцнд}^{пп} \cdot K_{влцнд}, \quad (2.13)$$

$$K_{влцнд} = 1 - 0,8(1 - \gamma_{вл}) \cdot \frac{y_B + y_{A'кт}}{2}, \quad (2.14)$$

где  $y_B = 0$  – влажность пара в точке В;

$y_{A'кт} = 0,1912$  – влажность пара в точке  $A'_{кт}$ .

$$K_{влцнд} = 1 - 0,8(1 - 0,15) \cdot \frac{0 + 0,1912}{2} = 0,935.$$

$$\eta_{oiцнд}^{вл} = \eta_{oiцнд}^{пп} \cdot K_{влцнд} = 0,9158 \cdot 0,935 = 0,8562.$$

Действительно использованный теплоперепад ЦНД в области влажного пара:

$$H_{iцнд}^{вл} = H_{oiцнд}^{вл} \cdot \eta_{oiцнд}^{вл} = 645 \cdot 0,8562 = 552 \text{ кДж/кг}. \quad (2.15)$$

Точка  $A_k$  – это окончание действительного процесса расширения пара в ЦНД с учетом поправки на влажность, но без учета потери с выходной скоростью.

Параметры пара в точке  $A_k$ :

$h_{Ak} = 2178$  – энтальпия пара, кДж/кг;

$y_{Ak} = 0,153$  – влажность пара.

Потеря с выходной скоростью последней ступени ЦНД:

$\Delta H_{всз} = 54$  кДж/кг.

Окончание процесса расширения пара в ЦНД с учетом поправки на влажность и с учетом потери с выходной скоростью:

$$h_{Ak}^* = h_{Ak} + \Delta H_{всз} = 2178 + 54 = 2232 \text{ кДж/кг}. \quad (2.16)$$

Действительно использованный теплоперепад ЦНД в области перегретого пара:

$$H_{iцнд}^{пп} = h_{пп} - h_B = 2940 - 2730 = 210 \text{ кДж/кг}. \quad (2.17)$$

Действительно использованный теплоперепад ЦНД в области влажного пара с учетом потери с выходной скоростью:

$$H_{\text{ЦНД}}^{\text{вл}}' = h_B - h_{\text{Ак}}^* = 2730 - 2232 = 498 \text{ кДж/кг.} \quad (2.18)$$

Действительно использованный теплоперепад ЦНД с учетом поправки на влажность и с учетом потери с выходной скоростью:

$$H_{\text{ЦНД}} = H_{\text{ЦНД}}^{\text{пп}} + H_{\text{ЦНД}}^{\text{вл}}' = 210 + 498 = 708 \text{ кДж/кг.} \quad (2.19)$$

Действительно использованный теплоперепад турбины:

$$H_{\text{турб}} = H_{\text{ЦВД}} + H_{\text{ЦНД}} = 240 + 708 = 948 \text{ кДж/кг.} \quad (2.20)$$

Построение процесса расширения пара в турбоприводе питательного насоса.

Давление на входе в ТП на 9% ниже давления на входе в ЦНД [4]:

$$p_A = 0,9 \cdot p_{\text{пп}} = 0,9 \cdot 1,0832 = 0,9749 \text{ МПа.} \quad (2.21)$$

$$h_A = h_{\text{пп}} = 2940 \text{ кДж/кг.}$$

Давление на выходе приводной турбины приближенно принимается равным давлению  $p'_k$ , так как из ТП пар идет в конденсатор [4], следовательно:

$$h_{\text{ТП}} = 2077 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемый теплоперепад на приводную турбину:

$$H_0^{\text{ТП}} = h_A - h_{\text{ТП}} = 2940 - 2077 = 863 \text{ кДж/кг.} \quad (2.22)$$

Действительный теплоперепад ТП:

$$H_i^{\text{ТП}} = H_0^{\text{ТП}} \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{ТП}} = 863 \cdot 0,790 = 682 \text{ кДж/кг.} \quad (2.23)$$

Энтальпия пара на выходе из ТП:

$$h_{\text{ТП}} = h_A - H_i^{\text{ТП}} = 2940 - 682 = 2259 \text{ кДж/кг.} \quad (2.24)$$

### 1.1.1 Определение параметров пара, конденсата и воды

Принимаем значения параметров согласно таблице 2.1.



Принимаем нагрев основного конденсата в охладителях конденсата эжектора уплотнений и основного эжектора  $\Delta t_{oy}=2\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $\Delta t_{o3}=2\text{ }^{\circ}\text{C}$  [4] соответственно, тогда температура основного конденсата перед ПНД:

$$t_{окк}=t_s[f(p_k)]+\Delta t_{oy}+\Delta t_{o3}=26,7+2+2=30,7\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (2.25)$$

где  $t_s[f(p_k)]=t_s[f(0,0035)]=26,7\text{ }^{\circ}\text{C}$  - температура насыщения в конденсаторе.

Зная давления пара в отборах, определяем давления пара в подогревателях с учетом потерь в паропроводах 5% [4] :

$$p_{ni} = p_i / 1,05, \text{ МПа}. \quad (2.26)$$

Определяем температуру основного конденсата и питательной воды за каждым подогревателем с учетом недогрева воды в ПНД  $\theta_{пнд}=3\text{ }^{\circ}\text{C}$  , в ПВД  $\theta_{пвд}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$  [4]:

$$t_s^{ni} = f(p_{ni}), ^{\circ}\text{C} \quad (2.27)$$

$$t_{оки/пви} = t_s^{ni} - \theta_{пнд/пвд}, ^{\circ}\text{C}. \quad (2.28)$$

Значение давления основного конденсата  $p_{ок}$  и питательной воды  $p_{пв}$  определяется по формулам [4]:

$$p_{ок} = (1,3...1,5) \cdot p_d = 1,4 \cdot 0,6865 = 0,9611 \text{ МПа} \quad (2.29)$$

$$p_{пв} = (1,3...1,5) \cdot p_0 = 1,4 \cdot 5,88 = 8,2320 \text{ МПа} \quad (2.30)$$

Температуры дренажа П1, П2, П4, П6 на  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  выше, чем на входе в этот же подогреватель. Значение энтальпий дренажа  $h_{др}$  определяются по соответствующим значениям давления в подогревателе и температуры дренажа.

Величина удельной работы одного килограмма пара, идущего в  $j$  отбор турбины, определяется по формулам:

$$H_j = h_0 - h_j - \text{ для отборов ЦВД, кДж/кг}; \quad (2.31)$$

$$H_j = h_0 - h_j + \Delta h_{пп} - \text{ для отборов ЦНД, кДж/кг}. \quad (2.32)$$

Величина коэффициентов недовыработки мощности паром, идущим в  $j$  отбор турбины, определяется по формуле:

$$y_j = (H_{\text{итурб}} - H_j) / H_{\text{итурб}}. \quad (2.33)$$

Параметры питательной воды и основного конденсата для деаэратора и конденсатора равны параметрам насыщения.

Зная давление в деаэраторе  $p_d = 0,6865$  МПа, определим температуру и энтальпию воды на выходе из деаэратора:

Повышение энтальпии в ПН определяется по формуле:

$$\Delta h_{\text{пн}} = \frac{v'(p_{\text{пв}} - p_d) \cdot 10^{-3}}{\eta_{\text{пн}}}, \quad (2.34)$$

где  $v' = f(p_d) = 1,11 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/кг - удельный объем воды;

$\eta_{\text{пн}} = 0,8$  - КПД насоса.

$$\Delta h_{\text{пн}} = \frac{1,11 \cdot 10^{-3} (8,232 - 0,6865) \cdot 10^{-3}}{0,8} = 10 \text{ кДж/кг}.$$

Температура питательной воды после питательного насоса:

$$t_{\text{пн}} = f(p_{\text{пв}}, h_{\text{пн}}) = 165,6 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (2.35)$$

где  $h_{\text{пн}} = h'_d + \Delta h_{\text{пн}} = 694 + 10 = 704$  – энтальпия воды после ПН, кДж/кг.

Все результаты расчетов представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Сводная таблица параметров пара, конденсата и воды

Точка процесса в турбине	Элемент тепловой схемы	Пар в турбине (отборе)		Пар в П	Конденсат греющего пара		Дренаж греющего пара		Основной конденсат, питательная воды			Удельная работа отбора	Коэффициент недовыра- ботки
		$p_{отб}$	$h_{отб}$		$t_s$	$h'$	$t_{др}$	$h_{др}$	$t_{ок}, t_{пв}$	$p_{ок}, p_{пв}$	$h_{ок}, h_{пв}$		
		МПа	кДж/кг	МПа	°С	кДж/кг	°С	кДж/кг	°С	МПа	кДж/кг	кДж/кг	
0	–	5,88	2778	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0'	–	5,68	2778	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
1	П1	2,91	2674	2,7714	229,5	988	210,5	900	224,5	8,232	966	104	0,89
2	П2	1,83	2604	1,7429	205,5	877	175,6	744	200,5	8,232	858	174	0,817
3	Д(П3)	1,14	2534	0,6865	164,2	694	–	–	164,2	0,6865	694	240	0,747
С	С	1,1172	2779	–	184,8	784	–	–	–	–	–	–	–
ПП1	ПП1	1,1002	2840	2,8518	231,1	995	–	–	–	–	–	–	–
ПП	ПП2	1,0832	2940	5,5664	270,7	1189	–	–	–	–	–	–	–
4	П4	0,58	2825	0,5524	155,6	657	138,9	584	152,9	0,9611	644	355	0,625
5	П5	0,30	2715	0,2857	131,9	554	–	–	128,9	0,9611	542	465	0,51
6	П6	0,0795	2531	0,0757	92	385	67,4	282	89	0,9611	373	649	0,316
7	П7	0,0213	2368	0,0203	60,4	253	–	–	57,4	0,9611	241	812	0,144
К	К	0,0036	2232	0,0035	26,7	112	–	–	26,7	0,0035	112	948	0



Уравнения материального и теплового балансов расширителя:

$$\alpha_{\text{пр}} \cdot h'_{\text{пр}} = \alpha_p \cdot h''_p + \alpha_b \cdot h'_b, \quad (2.40)$$

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_p + \alpha_b, \quad (2.41)$$

где  $h'_{\text{пр}} = f(p_{\text{пр}}) = 1229$  – энтальпия продувочной воды кДж/кг;

$h''_p = f(1,05 \cdot p_{\text{пл}}) = 2803$  – энтальпия пара на выходе из расширителя кДж/кг;

$h'_b = f(1,05 \cdot p_{\text{пл}}) = 1000$  – энтальпия воды на выходе из расширителя, кДж/кг.

$$\begin{cases} 0,005 \cdot 1229 = \alpha_p \cdot 2803 + \alpha_b \cdot 1000; \\ 0,005 = \alpha_p + \alpha_b. \end{cases}$$

$$\alpha_p = 0,0007, \alpha_b = 0,0043.$$

Охладитель продувки

Уравнение и теплового баланса ОП:

$$\alpha_b \cdot (h'_b - h_b) = \alpha_{\text{оп}} \cdot (h_{\text{оп}} - h_{\text{оп}}^{\text{вх}}), \quad (2.42)$$

где  $h_{\text{оп}}^{\text{вх}} = 4,19 \cdot t_b = 4,19 \cdot 50 = 210$  – энтальпия воды на входе в ОП после очистки, кДж/кг;

$$h_b - h_{\text{оп}} = 80.$$

$$\begin{cases} 0,0043 \cdot (1000 - h_b) = 0,0043 \cdot (h_{\text{оп}} - 210); \\ h_b - h_{\text{оп}} = 80. \end{cases}$$

$h_{\text{оп}} = 565$  – энтальпия воды на выходе ОП, кДж/кг.

Подогреватель П1

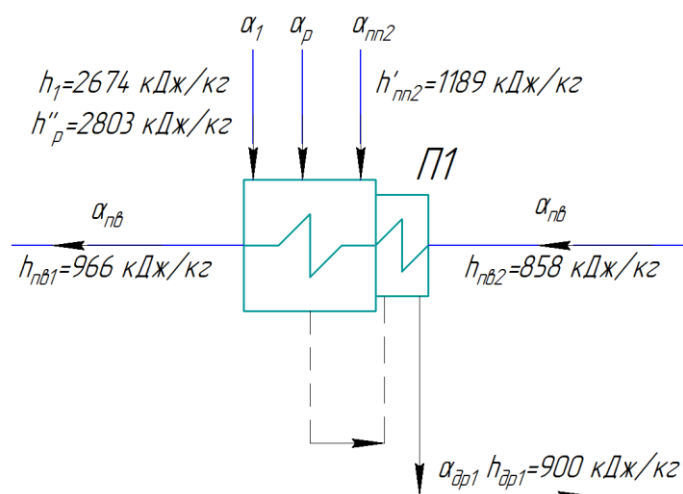


Рисунок 2.4 – Расчетная схема П1

Уравнение теплового баланса для П1:

$$\alpha_1 \cdot (h_1 - h_{др1}) + \alpha_{nn2} \cdot (h'_{nn2} - h_{др1}) + \alpha_p \cdot (h''_p - h_{др1}) = \frac{\alpha_{пв} \cdot (h_{пв1} - h_{пв2})}{\eta_{п}}, \quad (2.43)$$

где  $\eta_{п} = 0,98$  – КПД поверхностного подогревателя.

$$\alpha_1 \cdot (2674 - 900) + \alpha_{nn2} \cdot (1189 - 900) + \alpha_p \cdot (2803 - 900) = \frac{\alpha_{пв} \cdot (966 - 858)}{0,98}.$$

Подогреватель П2

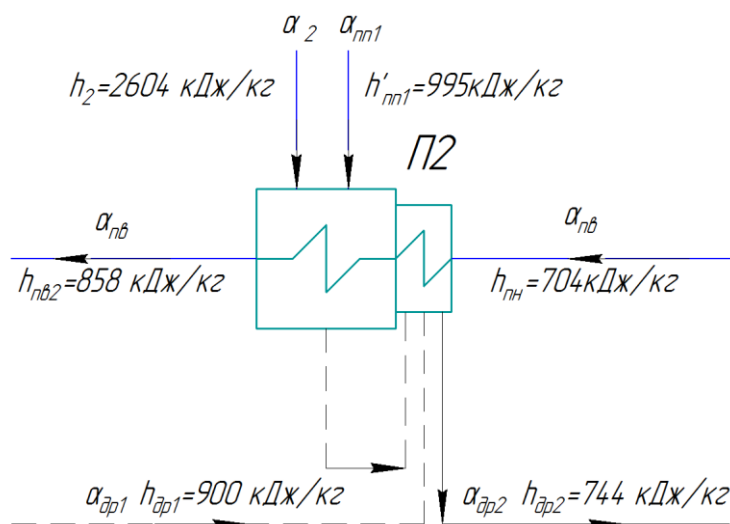


Рисунок 2.5 – Расчетная схема П2

Уравнение теплового баланса для П2:

$$\alpha_2 \cdot (h_2 - h_{др2}) + \alpha_{nn1} \cdot (h'_{nn1} - h_{др2}) + \alpha_{др1} \cdot (h_{др1} - h_{др2}) = \frac{\alpha_{пв} \cdot (h_{пв2} - h_{пн})}{\eta_{п}}, \quad (2.44)$$

где  $\alpha_{др1} = \alpha_1 + \alpha_{nn2} + \alpha_p$  – относительный расход дренажа из П1.

$$\alpha_2 \cdot (2604 - 744) + \alpha_{\text{пн1}} \cdot (995 - 744) + \alpha_{\text{др1}} \cdot (900 - 744) = \frac{\alpha_{\text{пв}} \cdot (858 - 704)}{0,98}.$$

Деаэратор

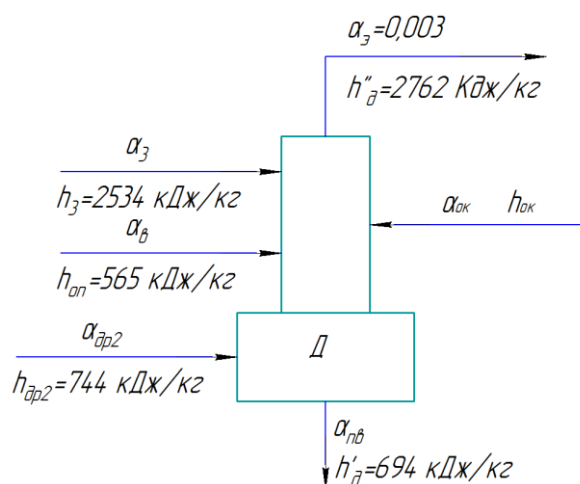


Рисунок 2.6 – Расчетная схема деаэлятора

Уравнение теплового баланса для деаэлятора:

$$\alpha_3 \cdot h_3 + \alpha_{\text{ок}} \cdot h_{\text{ок}} + \alpha_{\text{др2}} \cdot h_{\text{др2}} + \alpha_{\text{в}} \cdot h_{\text{в}} = \frac{(\alpha_3 \cdot h''_{\text{д}} + \alpha_{\text{пв}} \cdot h'_{\text{д}})}{\eta}, \quad (2.45)$$

где  $\alpha_{\text{др2}} = \alpha_{\text{др1}} + \alpha_2 + \alpha_{\text{пн1}}$  – относительный расход дренажа из П2;

$\alpha_3 = 0,003$  – относительный расход пара на эжекторы;

$$\alpha_3 \cdot 2534 + \alpha_{\text{ок}} \cdot h_{\text{ок}} + \alpha_{\text{др2}} \cdot 744 + 0,0043 \cdot 565 = \frac{(0,003 \cdot 2762 + \alpha_{\text{пв}} \cdot 694)}{0,99}.$$

Уравнение материального баланса для деаэлятора:

$$\alpha_3 + \alpha_{\text{ок}} + \alpha_{\text{др2}} + \alpha_{\text{в}} = \alpha_3 + \alpha_{\text{пв}}. \quad (2.46)$$

$$\alpha_3 + \alpha_{\text{ок}} + \alpha_{\text{др2}} + 0,0043 = 0,003 + \alpha_{\text{пв}}.$$

Точка смешения до деаэлятора:

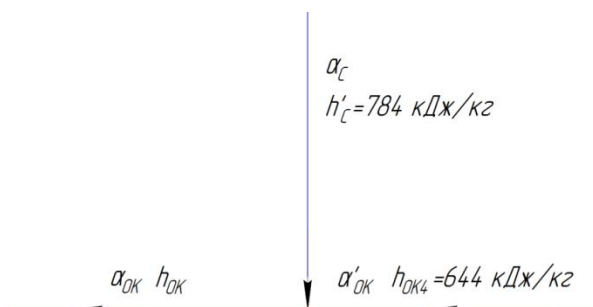


Рисунок 2.7 – Расчетная схема точки смешения до деаэлятора

Уравнение теплового баланса для точки смешения:

$$\alpha_{\text{ок}} \cdot h_{\text{ок}} = \alpha'_{\text{ок}} \cdot h_{\text{ок4}} + \alpha_c \cdot h'_c, \quad (2.47)$$

где  $\alpha_c$  - относительный расход сепарата, отводимый из сепаратора;

$\alpha'_{\text{ок}}$  - относительный расход основного конденсата, выходящий из П4.

$$\alpha_{\text{ок}} \cdot h_{\text{ок}} = \alpha'_{\text{ок}} \cdot 644 + \alpha_c \cdot 784$$

Уравнение материального баланса для точки смешения:

$$\alpha_{\text{ок}} = \alpha'_{\text{ок}} + \alpha_c. \quad (2.48)$$

Подогреватель П4 и П5

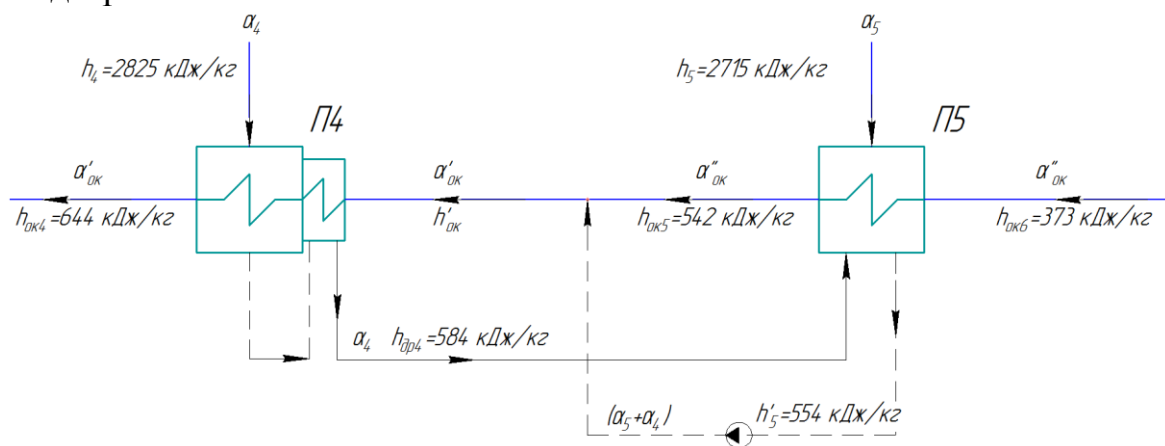


Рисунок 2.8 – Расчетная схема П4 и П5

Уравнение теплового баланса для П4:

$$\alpha_4 \cdot (h_4 - h_{\text{др4}}) = \frac{\alpha'_{\text{ок}} \cdot (h_{\text{ок4}} - h'_{\text{ок}})}{\eta_{\text{п}}}. \quad (2.49)$$

$$\alpha_4 \cdot (2825 - 584) = \frac{\alpha'_{\text{ок}} \cdot (644 - h'_{\text{ок}})}{0,98}.$$

Уравнение теплового баланса для П5:

$$\alpha_5 \cdot (h_5 - h'_5) + \alpha_4 \cdot (h_{\text{др4}} - h'_5) = \frac{\alpha''_{\text{ок}} \cdot (h_{\text{ок5}} - h_{\text{ок6}})}{\eta_{\text{п}}}, \quad (2.50)$$

где  $\alpha''_{\text{ок}}$  - относительный расход основного конденсата, выходящий из

П5.

$$\alpha_5 \cdot (2715 - 554) + \alpha_4 \cdot (584 - 554) = \frac{\alpha''_{\text{ок}} \cdot (542 - 373)}{0,99}.$$



Уравнения для точки смешения:

$$\alpha'_{ок} = \alpha''_{ок} + \alpha_4 + \alpha_5 ; \quad (2.51)$$

$$\alpha'_{ок} \cdot h'_{ок} = \alpha''_{ок} \cdot h_{ок5} + (\alpha_4 + \alpha_5) \cdot h'_5 . \quad (2.52)$$

$$\alpha'_{ок} \cdot h'_{ок} = \alpha''_{ок} \cdot 542 + (\alpha_4 + \alpha_5) \cdot 554 .$$

Подогреватель П6 и П7

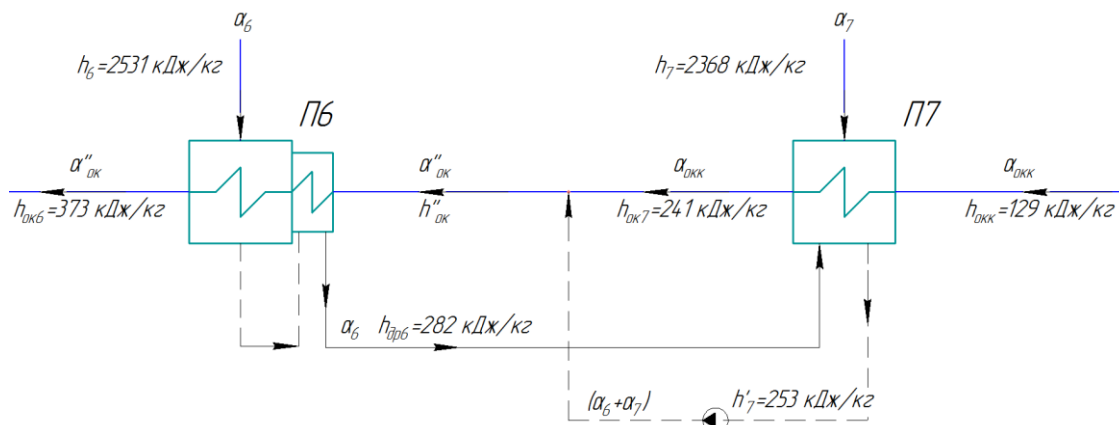


Рисунок 2.9 – Расчетная схема П6 и П7

Уравнение теплового баланса для П6:

$$\alpha_6 \cdot (h_6 - h_{др6}) = \frac{\alpha''_{ок} \cdot (h_{ок6} - h''_{ок})}{\eta_{п}} . \quad (2.53)$$

$$\alpha_6 \cdot (2531 - 282) = \frac{\alpha''_{ок} \cdot (373 - h''_{ок})}{\eta_{п}} .$$

Уравнение теплового баланса для П7:

$$\alpha_7 \cdot (h_7 - h'_{7}) + \alpha_6 \cdot (h_{др6} - h'_{7}) = \frac{\alpha_{окк} \cdot (h_{ок7} - h_{окк})}{\eta_{п}} . \quad (2.54)$$

где  $\alpha_{окк}$  – относительный расход основного конденсата, выходящий из конденсатора.

$$\alpha_7 \cdot (2368 - 253) + \alpha_6 \cdot (282 - 253) = \frac{\alpha_{окк} \cdot (241 - 129)}{0,98} .$$

Уравнения для точки смешения:

$$\alpha''_{ок} = \alpha_{окк} + \alpha_6 + \alpha_7 ; \quad (2.55)$$

$$\alpha''_{ок} \cdot h''_{ок} = \alpha_{окк} \cdot h_{ок7} + (\alpha_6 + \alpha_7) \cdot h'_{7} . \quad (2.56)$$

$$\alpha''_{\text{ок}} \cdot h''_{\text{ок}} = \alpha_{\text{окк}} \cdot 241 + (\alpha_6 + \alpha_7) \cdot 253.$$

### Двухступенчатый СПП

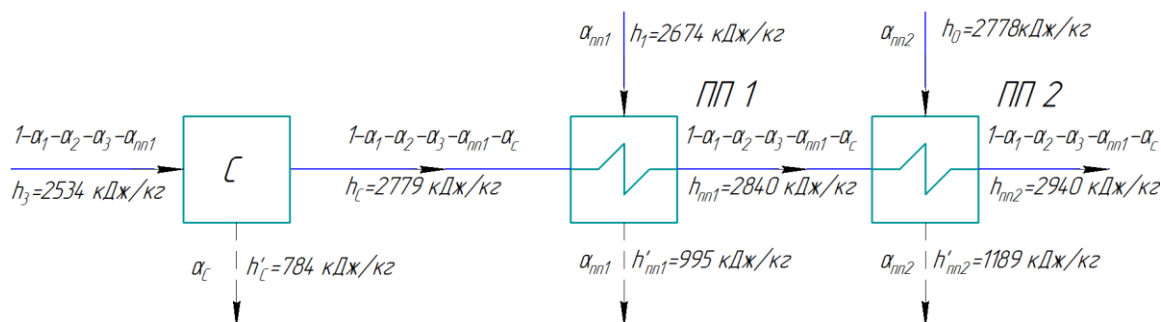


Рисунок 2.10 – Расчетная схема СПП

Уравнение средне взвешенной величины для сепаратора:

$$(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{\text{nn1}}) \cdot h_3 = \alpha_c \cdot h'_c + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{\text{nn1}} - \alpha_c) \cdot h''_c. \quad (2.57)$$

$$(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{\text{nn1}}) \cdot 2534 = \alpha_c \cdot 784 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{\text{nn1}} - \alpha_c) \cdot 2779.$$

Уравнение теплового баланса для ПП1:

$$(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{\text{nn1}} - \alpha_c) \cdot (h_{\text{nn1}} - h_c) = \alpha_{\text{nn1}} \cdot (h_1 - h'_{\text{nn1}}) \cdot \eta. \quad (2.58)$$

$$(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{\text{nn1}} - \alpha_c) \cdot (2840 - 2779) = \alpha_{\text{nn1}} \cdot (2674 - 995) \cdot 0,98.$$

Уравнение теплового баланса для ПП2:

$$(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{\text{nn1}} - \alpha_c) \cdot (h_{\text{nn2}} - h_{\text{nn1}}) = \alpha_{\text{nn2}} \cdot (h_0 - h'_{\text{nn2}}) \cdot \eta. \quad (2.59)$$

$$(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{\text{nn1}} - \alpha_c) \cdot (2940 - 2840) = \alpha_{\text{nn2}} \cdot (2778 - 1189) \cdot 0,98.$$

Результаты расчета представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Расчетные относительные расходы, энтальпии пара и воды при номинальных параметрах в первом приближении

Обозначение	Величина
$\alpha_1$	0,0582
$\alpha_2$	0,0773
$\alpha_3$	0,0171
$\alpha_4$	0,0338
$\alpha_5$	0,0515
$\alpha_6$	0,0389
$\alpha_7$	0,0308
$\alpha_{пп1}$	0,0265
$\alpha_{пп2}$	0,0465
$\alpha_c$	0,1009
$\alpha_{пв}$	1,0665
$\alpha_{ок}$	0,8389
$\alpha'_{ок}$	0,7380
$\alpha''_{ок}$	0,6528
$\alpha_{окк}$	0,5831
$\alpha_{др1}$	0,1054
$\alpha_{др2}$	0,2092
$h_{ок}$ , кДж/кг	661
$h'_{ок}$ , кДж/кг	543
$h''_{ок}$ , кДж/кг	242

Расчета турбопривода питательного насоса

Относительный расход пара на турбопривод определяется по формуле:

$$\alpha_{тп} = \frac{\alpha_{пв} \cdot \Delta h_{пн}}{H_i^{тп} \cdot \eta_m^{тп}}, \quad (2.60)$$

где  $\eta_m^{тп} = 0,98$  – механический КПД турбопривода.

$$\alpha_{тп} = \frac{1,0665 \cdot 10}{682 \cdot 0,98} = 0,0167.$$

Проверка материального баланса рабочего тела в схеме

После определения расходов из всех j-х отборов турбины, определяем из материального баланса турбины относительный расход пара в конденсатор:

$$\alpha_k = 1 - \sum \alpha_j, \quad (2.61)$$

где  $\sum \alpha_j$  – сумма расходов во все отборы турбины.

$$\alpha_k = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{\text{пл}} - \alpha_c - \alpha_{\text{тп}} - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7;$$

$$\alpha_k = 0,5483.$$

Этот же расход  $\alpha_k$  можно определить, с другой стороны, из материального баланса конденсатора и точки смешения перед конденсатным насосом как:

$$\alpha'_k = \alpha_{\text{окк}} - \alpha_9 - \alpha_{\text{тп}} - \alpha_{\text{дв}} - \alpha_{\text{упл}}; \quad (2.62)$$

$$\alpha'_k = 0,5484.$$

Оценим погрешность:

$$\Delta(\alpha_k) = \frac{0,5484 - 0,5483}{0,5484} \cdot 100 = 0,02\%, \text{ что меньше допустимой погрешности } 0,5\%.$$

Расход пара на турбину определяется по формуле:

$$G_0 = \frac{N_9 \cdot 10^3}{H_{\text{итурб}} \cdot \eta_m \cdot \eta_r \left( 1 - \sum (\alpha_j \cdot y_j) - \alpha_c \cdot y_3 - \alpha_{\text{тп}} \cdot y_3 - \alpha_{\text{пл}} \cdot y_1 \right)}, \quad (2.63)$$

все входящие в формулу величины определены ранее.

$$G_0 = \frac{1100 \cdot 10^3}{949 \cdot 0,98 \cdot 0,98 (1 - 0,3032)} = 1733 \text{ кг/с.}$$

После определения расхода пара на турбину необходимо рассчитать относительный внутренний КПД ЦВД и сравнить его с ранее принятым значением. Расчет КПД ведем по методике, изложенной в [3].

Относительный внутренний КПД ЦВД определяется по формуле:

$$\eta_{\text{oiцвд}} = \left[ 0,92 - \frac{0,2}{G_{\text{cp}} \cdot v_{\text{cp}} \cdot (n/50)^2} \right] \cdot \left( 1 + \frac{H_{\text{oiцвд}} - 700}{20000} \right) \cdot K_{\text{влцвд}}, \quad (2.64)$$

где  $G_{\text{cp}}$  – средний расход пара через цилиндр, кг/с;

$$G_{\text{cp}} = \sqrt{G_{\text{оп}} \cdot G_{\text{кц}}},$$

где  $G_{\text{оп}} = G_0 / 2 = 1733 / 2 = 866,5$  – расход пара на входе в первую ступень потока цилиндра, кг/с;

$$G_{\text{кц}} = G_0 \cdot (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{\text{пл}}) / 2 = 1733 \cdot (1 - 0,1791) / 2 = 711,3 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{ср}} = \sqrt{866,5 \cdot 711,3} = 785 \text{ кг/с};$$

$v_{\text{ср}}$  – средний удельный объем пара для цилиндра (одного потока);

$$v_{\text{ср}} = \sqrt{v'_0 \cdot v_{3t}},$$

где  $v'_0 = 0,0342$  – удельный объем пара в точке  $0'$ , м<sup>3</sup>/кг (рисунок 2.2);

$v_{3t} = 0,1463$  – удельный объем пара в точке  $3t$ , м<sup>3</sup>/кг (рисунок 2.2);

$$v_{\text{ср}} = \sqrt{0,0342 \cdot 0,1463} = 0,0708 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$n = 25$  – частота вращения ротора цилиндра, 1/с;

$K_{\text{влцвд}}$  – коэффициент, учитывающий влияние влажности на КПД.

$$K_{\text{влцвд}} = 1 - 0,8(1 - \gamma_{\text{вл}}) \cdot \frac{y'_0 + y_{3t}}{2}, \quad (2.65)$$

где  $\gamma_{\text{вл}} = 0,15$  – коэффициент, учитывающий эффективность влагоудаления в проточной части цилиндра;

$y'_0 = 0,0062$  – влажность в точке  $0'$ ;

$y'_{3t} = 0,1477$  – влажность в точке  $3t$ .

$$K_{\text{влцвд}} = 1 - 0,8(1 - 0,15) \cdot \frac{0,0062 + 0,1477}{2} = 0,9476.$$

$$\eta_{\text{оіцвд}} = \left[ 0,92 - \frac{0,2}{785 \cdot 0,0708 \cdot (25 / 50)^2} \right] \cdot \left( 1 + \frac{291 - 700}{20000} \right) \cdot 0,9476 = 0,8406.$$

Расхождение с ранее принятым значением КПД ЦВД:

$$\Delta \eta_{\text{оіцвд}} = \frac{\eta_{\text{оіцвд}} - \eta_{\text{оі}}^{\text{ЦВД}}}{\eta_{\text{оіцвд}}} \cdot 100\% = \frac{0,841 - 0,840}{0,840} \cdot 10 = 0,12\%, \quad (2.66)$$

Расчет окончен, так как расхождение с ранее принятым значением КПД ЦВД менее 0,5 %.

### 2.1.3 Расчет показателей тепловой экономичности

Тепловая нагрузка ПГ:

$$Q_{\text{пг}} = G_0 \cdot (\alpha_{\text{пв}} (h_0 - h_{\text{пв1}}) + \alpha_{\text{пр}} (h'_{\text{пр}} - h_{\text{пв1}})), \text{ кВт} \quad (2.67)$$

где  $h'_{\text{пр}} = 1229$  – энтальпия продувочной воды, кДж/кг.

$$Q_{\text{пг}} = 1733 \cdot (1,0665(2778 - 966) + 0,005(1229 - 966)) = 3351,3 \cdot 10^3 \text{ кВт}.$$

Полная тепловая нагрузка турбоустановки:

$$Q_{\text{ту}} = G_0 \cdot (\alpha_{\text{ту}} (h_0 - h_{\text{пв1}}) + \alpha_{\text{дв}} (h_{\text{дв}} - h_{\text{пв1}})), \text{ кВт} \quad (2.68)$$

где  $h_{\text{дв}} = h'_k = 112$  кДж/кг [4].

$$Q_{\text{ту}} = 1733 \cdot (1,0465(2778 - 966) + 0,01(112 - 966)) = 3271,5 \cdot 10^3 \text{ кВт}.$$

Тепловая нагрузка турбоустановки по производству электроэнергии:

$$Q^{\text{э}}_{\text{ту}} = Q_{\text{ту}} = 3271,5 \cdot 10^3 \text{ кВт}. \quad (2.69)$$

Мощность турбопривода:

$$N_{\text{тп}} = \alpha_{\text{пв}} \cdot G_0 \cdot \Delta h_{\text{пв}} = 1,0665 \cdot 1733 \cdot 10 = 19,3 \cdot 10^3 \text{ кВт}. \quad (2.70)$$

КПД турбоустановки по производству электроэнергии:

$$\eta^{\text{э}}_{\text{ту}} = \frac{N^{\text{э}}_{\text{э}} + N_{\text{тп}}}{Q^{\text{э}}_{\text{ту}}} = \frac{1100 \cdot 10^3 + 19,3 \cdot 10^3}{3271,5 \cdot 10^3} = 0,342. \quad (2.71)$$

КПД трубопроводов:

$$\eta_{\text{тр2}} = \frac{Q_{\text{ту}}}{Q_{\text{пг}}} = \frac{3271,5 \cdot 10^3}{3351,3 \cdot 10^3} = 0,976. \quad (2.72)$$

КПД блока по отпуску электроэнергии (нетто):

$$\eta^{\text{э}}_{\text{с}} = \eta^{\text{э}}_{\text{ту}} \cdot \eta_{\text{тр2}} \cdot \eta_{\text{пгу}} (1 - k_{\text{сн}}), \quad (2.73)$$

где  $k_{\text{сн}} = 0,05$  – удельный расход электроэнергии на собственные нужды станции;

$$\eta_{\text{пгу}} = \eta_{\text{ру}} \cdot \eta_{\text{тр1}} \cdot \eta_{\text{пг}} - \text{КПД парогенерирующей установки}, \quad (2.74)$$

где  $\eta_{\text{ру}} = 0,99$  – КПД реакторной установки;

$\eta_{\text{тр1}} = 0,99$  – КПД трубопроводов;

$\eta_{\text{пг}} = 0,985$  – КПД парогенератора.

$$\eta_{\text{пгу}} = 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,985 = 0,965.$$

$$\eta_c^3 = 0,342 \cdot 0,976 \cdot 0,965(1 - 0,05) = 0,306.$$

Удельный расход выгоревшего ядерного горючего на отпуск электроэнергии:

$$b_{\text{я.г.}}^* = \frac{0,0537}{\eta_c^3} = \frac{0,0537}{0,306} = 0,1753 \frac{\text{г}}{\text{МВт} \cdot \text{ч}}. \quad (2.75)$$

Удельный расход ядерного горючего (природного урана):

$$b_{\text{я.г.}} = \frac{1000}{24 \cdot \bar{B} \cdot \eta_c^3} \cdot \frac{x_{\text{н}} - x_0}{x_{\text{е}} - x_0}, \quad (2.76)$$

где  $\bar{B} = 35000$  – глубина выгорания топлива, МВт · сут / т ;

$x_{\text{н}}$ ,  $x_{\text{е}}$ ,  $x_0$  – содержание урана-235 в свежем, природном уране и в отвале обогатительного производства. Принимают для АЭС с ВВЭР:  $x_{\text{н}} = 3,5 \%$ ;  $x_{\text{е}} = 0,71 \%$ ;  $x_0 = 0,25 \%$ .

$$b_{\text{я.г.}} = \frac{1000}{24 \cdot 35000 \cdot 0,306} \cdot \frac{3,5 - 0,25}{0,71 - 0,25} = 0,0275 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

Расчет тепловой схемы на номинальные параметры показал, что АЭС с турбоустановкой К-1000-60/1500-2, которая работает на насыщенном паре, имеет сравнительно невысокую тепловую эффективность, в данном случае,  $\eta_{\text{ту}}^3 = 0,342$  и  $\eta_c^3 = 0,306$ . Это является основанием для использования системы повышения параметров пара для увеличения КПД АЭС.

Существенное влияние на термодинамическую эффективность и КПД турбины оказывают начальные параметры свежего пара и параметры промежуточного перегрева пара. В связи с этим дальнейшие расчеты проводятся для различных схем начального и промежуточного перегрева пара с использованием предвключенного парогенератора при повышенных параметрах пара. Показатели тепловой экономичности установки в различных вариантах сравниваются с их значениями в базовом варианте при номинальных параметрах пара.

## 2.2 Расчеты тепловой схемы энергоблока АЭС с использованием предвключенного парогенератора

Для обеспечения более высокой температуры промперегрева пара необходимо повысить давление греющего пара второй ступени СПП. Это может быть обеспечено за счет подачи пара на СПП, генерируемого в специальном предвключенном парогенераторе (ППГ), который устанавливается перед основным парогенератором. [1]

Для повышения начальной температуры пара необходимо ввести в тепловую схему дополнительный перегреватель пара перед турбиной (первичный перегреватель), греющей средой которого является пар из ППГ.

При выборе параметров пара ППГ, руководствовались следующим:

- температура теплоносителя на выходе из реактора  $t_{\text{вых}} = 322^\circ\text{C}$ ;
- температурный напор на входе в ППГ (разница между температурой теплоносителя на входе в ППГ и температурой рабочего тела на выходе ППГ) принимается в пределах  $\Delta t_{\text{вх}} = 10...15^\circ\text{C}$  [5]. Для того чтобы получить более высокую температуру промперегрева пара примем  $\Delta t_{\text{вх}} = 11^\circ\text{C}$ ;

Тогда максимальная температура пара, которую может обеспечить ППГ, составляет  $311^\circ\text{C}$ . ППГ является парогенератором насыщенного пара, следовательно, давление пара в ППГ  $p_{\text{ппг}} = 10 \text{ МПа}$ .

Температура промперегрева пара  $t_{\text{пп}} = 299^\circ\text{C}$ , при значении температурного напора во второй ступени СПП  $\Delta t_{\text{пп2}} = 12^\circ\text{C}$  [1].

Начальная температура пара  $t_0 = 295^\circ\text{C}$ , при значении температурного напора в первичном перегревателе  $\Delta t_{\text{пе}} = 16^\circ\text{C}$  [1].

Начальное и конечное давление пара, давления в отборах турбины, а также электрическая мощность были приняты равными значениям в базовом варианте тепловой схемы.

Расчет схем с использованием ППГ для промежуточного перегрева пара:

1) Вариант №1 (рисунок 2.11)

					ФЮРА.693410.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата.		37



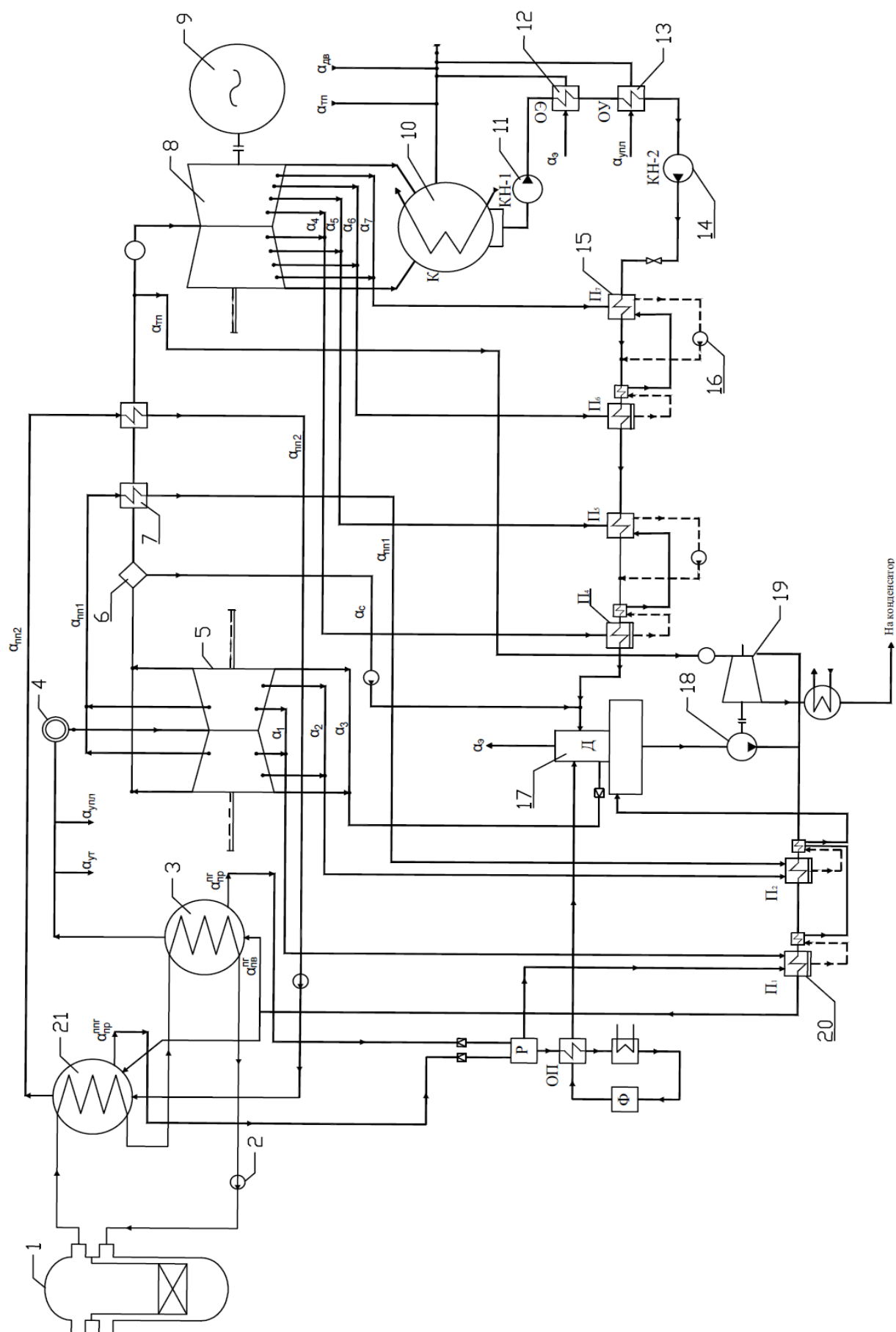


Рисунок 2.11 – Принципиальная тепловая схема варианта №1 с использованием ППГ

Расчет схемы проводился аналогичным образом, что и в базовом варианте, с исключением следующих элементов тепловой схемы турбоустановки:

[illegible]

Уравнения материального и теплового балансов расширителя:

$$\alpha_{\text{np}}^{\text{nr}} + \alpha_{\text{np}}^{\text{mnr}} = \alpha_{\text{p}} + \alpha_{\text{B}}, \quad (2.78)$$

$$\alpha_{\text{пр}}^{\text{ппг}} = 0,003 - \text{относительный расход продувочный воды ППГ}.$$
$$h'_{\text{пр}} = f(p_{\text{пр}}) = 1229 \text{ – энтульпия продувочной воды ПГ кДж/кг.}$$
$$h_{\text{пр}}^{\text{пр}} = f(p_{\text{пр}}) = 1408 - \text{энтальпия продувочной воды ППГ кДж/кг.}$$

$$\begin{cases} 0,005 \cdot 1229 + 0,003 \cdot 1408 = \alpha_p \cdot 2803 + \alpha_b \cdot 1000; \\ 0,008 = \alpha_p + \alpha_b. \end{cases}$$

$$\alpha_p = 0,0013, \alpha_B = 0,0067.$$

## Подогреватель П1

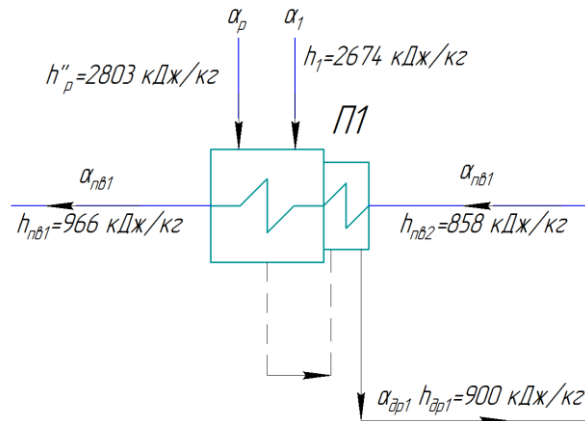


Рисунок 2.13 – Расчетная схема П1

Уравнение теплового баланса для П1:

$$\alpha_1 \cdot (h_1 - h_{дп1}) + \alpha_p \cdot (h''_p - h_{дп1}) = \frac{\alpha_{пб1} \cdot (h_{пб1} - h_{пб2})}{\eta_{п}}. \quad (2.79)$$

$$\alpha_1 \cdot (2674 - 900) + 0,013 \cdot (2803 - 900) = \frac{\alpha_{пб1} \cdot (966 - 858)}{0,98}.$$

$$\alpha_{дп1} = \alpha_1 + \alpha_p. \quad (2.80)$$

Общие уравнения материального баланса:

$$\alpha_{ты} = \alpha_0 = 1, \quad (2.81)$$

$$\alpha_{пг} = \alpha_{ты} + \alpha_{ут} + \alpha_{упл} = 1 + 0,01 + 0,005 = 1,015, \quad (2.82)$$

$$\alpha_{ппг} = \alpha_{пб2}, \quad (2.83)$$

$$\alpha_{пв}^{пг} = \alpha_{пг} + \alpha_{пр}^{пг} = 1,015 + 0,005 = 1,02, \quad (2.84)$$

$$\alpha_{пв}^{ппг} = \alpha_{ппг} + \alpha_{пр}^{ппг} = \alpha_{пб2} + 0,003 \quad (2.85)$$

$$\alpha_{дв} = \alpha_{ут} = 0,01, \quad (2.86)$$

где  $\alpha_{пв}^{пг}$  – относительный расход питательной воды в ПГ;

$\alpha_{пв}^{ппг}$  – относительный расход питательной воды в ППГ

$\alpha_{ппг}$  – относительный расход пара из ППГ.

Параметры пара, конденсата и воды представлены в таблице 2.4.

Результаты расчета тепловой схемы варианта №1 представлены в таблице 2.6.

## 2) Вариант №2

Принципиальная тепловая схема представлена на рисунке 2.15.

Данный вариант тепловой схемы отличается от варианта №1 лишь тем, что здесь конденсат греющего пара второй ступени СПП сливается в линию питательной воды, что повышает температуру питательной воды на входе в основной ПГ. Далее питательная вода разделяется на два потока, первый подается в основной ПГ, второй подается в ППГ.

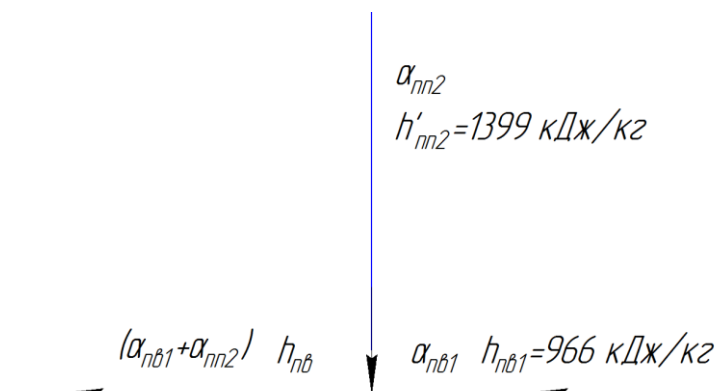


Рисунок 2.14 – Расчетная схема точки смешения после П1

Уравнения для точки смешения:

$$(\alpha_{пб1} + \alpha_{пп2}) \cdot h_{пб} = \alpha_{пб1} \cdot h_{пб1} + \alpha_{пп2} \cdot h'_{пп2}, \quad (2.87)$$

$$(\alpha_{пб1} + \alpha_{пп2}) = \alpha_{пб1} + \alpha_{пп2}. \quad (2.88)$$

$$(\alpha_{пб1} + \alpha_{пп2}) \cdot h_{пб} = \alpha_{пб1} \cdot 966 + \alpha_{пп2} \cdot 1399.$$

Параметры пара, конденсата и воды представлены в таблице 2.4.

Результаты расчета тепловой схемы варианта №2 представлены в таблице 2.6.

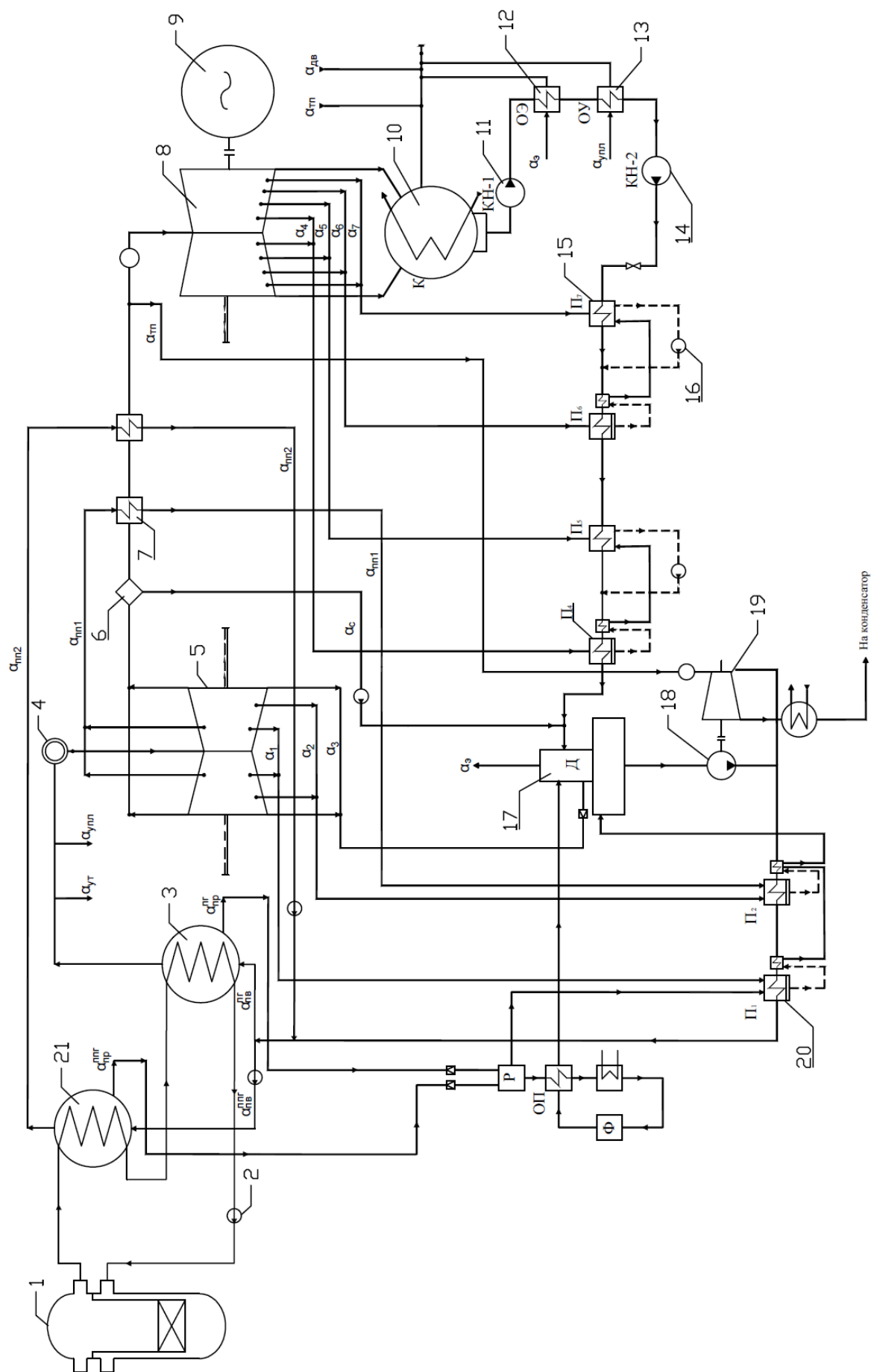


Рисунок 2.15 – Принципиальная тепловая схема варианта №2 с использованием ППГ

Таблица 2.4– Сводная таблица параметров пара, конденсата и воды для схем №1, №2 с использованием ППГ

Точка процесса в турбине	Элемент тепловой схемы	Пар в турбине (отборе)		Пар в П	Конденсат греющего пара		Дренаж греющего пара		Основной конденсат, питательная воды			Удельная работа отбора	Коэффициент недовыра- ботки
		Р <sub>отб</sub>	h <sub>отб</sub>		p <sub>п</sub>	t <sub>с</sub>	h'	t <sub>др</sub>	h <sub>др</sub>	t <sub>ок</sub> , t <sub>пв</sub>	p <sub>ок</sub> , p <sub>пв</sub>		
				МПа								кДж/кг	МПа
0	–	5,88	2778	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0'	–	5,68	2778	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
1	П1	2,91	2674	2,7714	229,5	988	210,5	900	224,5	8,232	966	104	0,897
2	П2	1,83	2604	1,7429	205,5	877	175,6	744	200,5	8,232	858	174	0,827
3	Д(П3)	1,14	2534	0,6865	164,2	694	–	–	164,2	0,6865	694	240	0,762
С	С	1,1172	2779	–	184,8	784	–	–	–	–	–	–	–
ПП1	ПП1	1,1002	2840	2,8518	231,1	995	–	–	–	–	–	–	–
ПП	ПП2	1,0832	3047	9,8000	309,5	1399	–	–	–	–	–	–	–
4	П4	0,58	2921	0,5524	155,6	657	138,9	584	152,9	0,9611	644	366	0,636
5	П5	0,30	2798	0,2857	131,9	554	–	–	128,9	0,9611	542	489	0,514
6	П6	0,0795	2595	0,0757	92	385	67,4	282	89	0,9611	373	692	0,312
7	П7	0,0213	2425	0,0203	60,4	253	–	–	57,4	0,9611	241	862	0,143
К	К	0,0036	2281	0,0035	26,7	112	–	–	26,7	0,0035	112	1007	0

Вариант тепловых схем №3 и №4 отличаются соответственно от вариантов №1 и №2 наличием первичного перегревателя пара (ПЕ). Пар из ППГ разделяется на два потока, первый идет на ПЕ, второй на вторую ступень СПП.

Принципиальные тепловые схемы вариантов №3 и №4 представлены на рисунках 2.17 – 2.18.

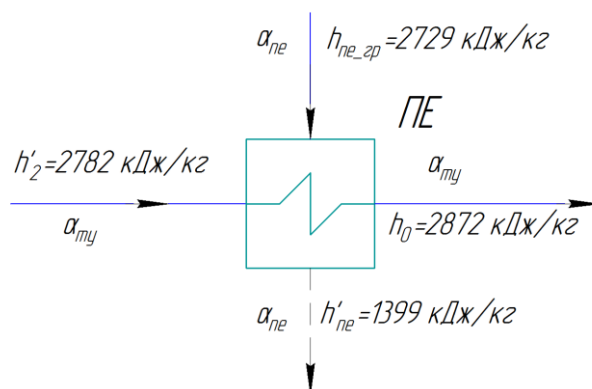


Рисунок 2.16 – Расчетная схема ПЕ

Уравнение теплового баланса для ПЕ:

$$\alpha_{ту} \cdot (h_0 - h'_2) = \frac{\alpha_{пе} \cdot (h_{пе\_гр} - h'_{пе})}{\eta_{п}}. \quad (2.89)$$

$$1 \cdot (2872 - 2782) = \frac{\alpha_{пе} \cdot (2729 - 1399)}{0,98}.$$

$$\alpha_{пе} = 0,0697.$$

Относительный расход пара и питательной воды ППГ:

$$\alpha_{ппг} = \alpha_{пп2} + \alpha_{пе} = \alpha_{пп2} + 0,0697, \quad (2.90)$$

$$\alpha_{пв}^{ппг} = \alpha_{ппг} + \alpha_{пр}^{ппг} + \alpha_{пе} = \alpha_{пп2} + 0,003 + 0,0697 \quad (2.91)$$

где  $\alpha_{пе}$  – относительный расход греющего пара на ПЕ.

Параметры пара, конденсата и воды представлены в таблице 2.5.

Результаты расчета тепловой схемы варианта №3 и №4 представлены в таблице 2.6.





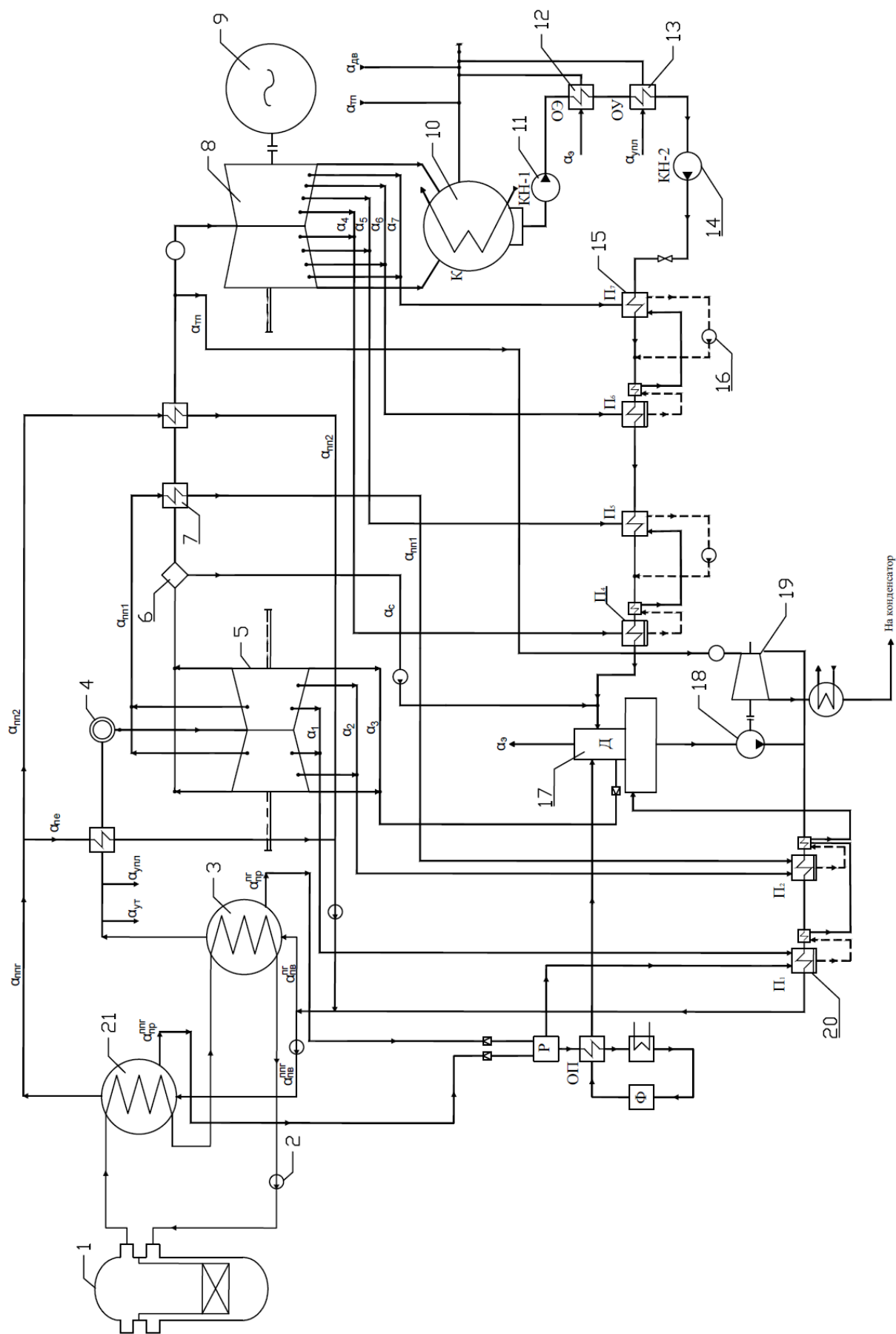


Рисунок 2.18 – Принципиальная тепловая схема варианта №4 с использованием ППГ

Таблица 2.5– Сводная таблица параметров пара, конденсата и воды для схем №3, №4 с использованием ППГ

Точка процесса в турбине	Элемент тепловой схемы	Пар в турбине (отборе)		Пар в П	Конденсат греющего пара		Дренаж греющего пара		Основной конденсат, питательная воды			Удельная работа отбора	Коэффициент недовыра- ботки
		$p_{отб}$	$h_{отб}$		$t_s$	$h'$	$t_{др}$	$h_{др}$	$t_{ок}, t_{пв}$	$p_{ок}, p_{пв}$	$h_{ок}, h_{пв}$		
		МПа	кДж/кг	МПа	°С	кДж/кг	°С	кДж/кг	°С	МПа	кДж/кг	кДж/кг	
0	–	5,88	2872	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0'	–	5,68	2872	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
1	П1	2,91	2755	2,7714	229,5	988	210,5	900	224,5	8,232	966	117	0,886
2	П2	1,83	2680	1,7429	205,5	877	175,6	744	200,5	8,232	858	192	0,813
3	Д(П3)	1,14	2611	0,6865	164,2	694	–	–	164,2	0,6865	694	261	0,746
С	С	1,1172	2779	–	184,8	784	–	–	–	–	–	–	–
ПП1	ПП1	1,1002	2840	2,8518	231,1	995	–	–	–	–	–	–	–
ПП	ПП2	1,0832	3047	9,8000	309,5	1399	–	–	–	–	–	–	–
4	П4	0,58	2921	0,5524	155,6	657	138,9	584	152,9	0,9611	644	387	0,623
5	П5	0,30	2798	0,2857	131,9	554	–	–	128,9	0,9611	542	510	0,503
6	П6	0,0795	2595	0,0757	92	385	67,4	282	89	0,9611	373	713	0,306
7	П7	0,0213	2425	0,0203	60,4	253	–	–	57,4	0,9611	241	883	0,140
К	К	0,0036	2281	0,0035	26,7	112	–	–	26,7	0,0035	112	1028	0

## 2.3 Анализ результатов расчета тепловых схем энергоблока

Анализируя результаты расчета тепловых схем, приведенные в таблице 2.6, можно сделать вывод о том, что повышение начальной температуры и температуры промежуточного перегрева пара за счет использования предвключенного парогенератора обеспечивает значительное повышение тепловой экономичности в диапазоне 9,6 % – 13,5 % (отн.).

Таблица 2.6 – Сводная таблица результатов расчета тепловых схем

Обозначение параметра	Наименование схемы				
	Номинальные параметры	С использованием ППГ			
		Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4
$N_3$ , кВт	$1100 \cdot 10^3$	$1100 \cdot 10^3$	$1100 \cdot 10^3$	$1100 \cdot 10^3$	$1100 \cdot 10^3$
$G_0$ , кг/с	1733	1640,4	1640,4	1541,9	1541,9
$Q_{\text{тп}}$ , кВт	$3271,5 \cdot 10^3$	$2958,4 \cdot 10^3$	$2887,1 \cdot 10^3$	$2926,3 \cdot 10^3$	$2820,3 \cdot 10^3$
$Q_{\text{пг}}$ , кВт	$3351,4 \cdot 10^3$	$3034,0 \cdot 10^3$	$2961,6 \cdot 10^3$	$3000,3 \cdot 10^3$	$2892,7 \cdot 10^3$
$t_0$ , °C	274,3	274,3	274,3	295	295
$t_{\text{пп}}$ , °C	250	299	299	299	299
$t_{\text{пв}}$ , °C	224,5	224,5	233,8	224,5	239,1
$\eta_{\text{оіцвд}}^{\text{пп}}$ , %	—	—	—	88,8	88,8
$\eta_{\text{оіцвд}}^{\text{вл}}$ , %	84,0	84,0	84,0	85,7	85,7
$\eta_{\text{оіцнд}}^{\text{пп}}$ , %	91,6	92,0	92,0	92,0	92,0
$\eta_{\text{оіцнд}}^{\text{вл}}$ , %	85,6	86,9	86,9	86,9	86,9
$y_{\text{цвд}}$ , %	12,4	12,4	12,4	8,8	8,8
$y_{\text{цнд}}$ , %	15,3	13,3	13,3	13,3	13,3
$G_1$ , кг/с	100,9	102,4	102,4	92,1	92,1
$G_2$ , кг/с	134,0	127,3	127,3	115,3	115,3
$G_3$ , кг/с	29,6	29,9	29,9	30,8	30,8
$G_4$ , кг/с	58,6	52,8	52,8	52,0	52,0
$G_5$ , кг/с	89,2	81,2	81,2	79,9	79,9
$G_6$ , кг/с	67,4	62,0	62,0	61,1	61,1
$G_7$ , кг/с	53,4	49,2	49,2	48,6	48,6

Продолжение таблицы 2.6

Обозначение параметра	Наименование схемы				
	Номинальные параметры	С использованием ППГ			
		Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4
$G_{\text{пн1}}, \text{кг/с}$	45,9	43,1	43,1	40,6	40,6
$G_{\text{пн2}}, \text{кг/с}$	80,6	187,2	187,2	184,4	184,4
$G_{\text{ппг}}, \text{кг/с}$	—	187,2	187,2	291,9	291,9
$G_{\text{пе}}, \text{кг/с}$	—	—	—	107,5	107,5
$G_{\text{пв}}^{\text{пг}}, \text{кг/с}$	1848,2	1673,2	1673,2	1572,7	1572,7
$G_{\text{к}}, \text{кг/с}$	950,2	905,4	905,4	894,2	894,2
$\eta_{\text{ту}}^{\circ}, \%$	34,2	37,5	38,6	38,1	39,5
$\Delta\eta_{\text{ту}}^{\circ}, \%$	—	9,6	12,9	11,4	13,5
$\eta_{\text{с}}^{\circ}, \%$	30,6	33,7	34,6	34,1	35,4
$b_{\text{я.г.}}^*, \frac{\Gamma}{\text{МВт} \cdot \text{ч}}$	0,1753	0,1592	0,1554	0,1575	0,1519
$b_{\text{я.г.}}, \frac{\Gamma}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$	0,0275	0,0250	0,0243	0,0247	0,0238

Примечания к таблице 2.6:

Расход пара в абсолютных единицах рассчитывался по формуле:

$$G_i = \alpha_i \cdot G_0. \quad (2.92)$$

Относительный прирост электрического КПД турбоустановки:

$$\Delta\eta_{\text{ту}}^{\circ} = \frac{\eta_{\text{ту}}^{\circ} - \eta_{\text{ту\_ном}}^{\circ}}{\eta_{\text{ту\_ном}}^{\circ}} \cdot 100\% = \frac{\eta_{\text{ту}}^{\circ} - 34,2}{34,2} \cdot 100\%. \quad (2.93)$$

Более высоким значением КПД турбоустановки (39,5 %) обладает схема варианта 4 с использованием ППГ для начального и промежуточного перегрева пара и общим потоком питательной воды парогенераторов.

Относительный прирост КПД турбоустановки данной схемы, по сравнению с базовой на номинальных параметрах пара, составляет  $\Delta\eta_{\text{ту}}^{\circ} = 13,5\%$ . Это,

в первую очередь определяется повышением среднетермодинамической температуры подвода тепла в цикле. Кроме того, увеличение начальной температуры и температуры промперегрева пара ведет к увеличению относительного внутреннего КПД проточной части турбины из-за уменьшения потерь от влажности, что в свою очередь позволяет несколько снизить проблему эрозии рабочих лопаток последней ступени турбины. Увеличение электрического КПД станции ведет к снижению топливной составляющей себестоимости электроэнергии и годовых издержек на топливо.

Однако необходимо провести технико-экономический расчет, учитывающий увеличение капитальных затрат на предвключенные парогенераторы и пароперегреватели свежего пара. Кроме того, размещение в гермооболочке реакторного отделения дополнительных четырех предвключенных парогенераторов весьма затруднительно и требует перекомпоновки РО, что приведет к увеличению капитальных затрат в строительную часть РО.

Кроме того, увеличение гидравлического сопротивления главного циркуляционного контура за счет потерь давления в ППГ требует проверки возможности работы ГЦН и решения вопроса повышения частоты вращения электродвигателя и применения частотно-регулируемого привода.

Расчет экономического эффекта от внедрения в базовую тепловую схему четырех предвключенных парогенераторов представлен в разделе 6.

В дальнейших расчетах используются параметры и показатели энергоблока варианта 4.

### 3 Конструкторский расчет предвключенного парогенератора

Конструкторский расчет – основа разработки нового, еще не выпускаемого промышленностью варианта оборудования. Он состоит из теплового, конструкционного и гидродинамического расчетов.

Задачей конструкторского расчета является проектирование ППГ на заданные параметры теплоносителя и рабочего тела.

Для того чтобы провести конструкторский расчет, необходимо определиться с прототипом предвключенного парогенератора.

На современном этапе развития АЭС накоплен большой опыт проектирования, монтажа и эксплуатации оборудования, что позволило создать практически стандартное оборудование для ядерных энергетических установок с реакторами, охлаждаемыми водой под давлением. Изыскание и дальнейшая оптимизация решений должны основываться на уже приобретенном опыте проектирования и эксплуатации различного оборудования.

Перегрев пара в самом парогенераторе целесообразен только тогда, когда исчерпаны все возможности повышения давления насыщенного пара. Как было показано в [5], максимально возможный перегрев пара в ПГ с водным теплоносителем невелик и не дает заметного повышения КПД цикла, но требует определенного усложнения конструкции ПГ.

При выборе схемы генерации пара в ППГ надо иметь в виду, что варианты с многократной принудительной циркуляцией (МПЦ) рабочего тела в испарителе потребовали бы отказа от погруженной поверхности теплообмена и замены ее более сложными конструкциями канального типа. Использование в ПГ испарителя с МПЦ могло бы дать преимущество перед естественной циркуляцией только в случае дальнейшего значительного повышения единичной паропроизводительности ПГ. Прямоточный ПГ для АЭС с реакторами типа ВВЭР мог бы рассматриваться как конкурентоспособный с другими, если бы появилась возможность отказа от применения в поверхностях теплообмена аустенитных нержавеющей сталей. Применение такой марки стали в ПГ прямоточного

типа не может быть допущено из-за склонности ее к коррозии под напряжением, возникающей и интенсифицирующейся при больших концентрациях в парогенераторной воде С1-иона. Достижение опасных концентраций его в условиях генерации пара по прямоточной схеме неизбежно [5].

На основании вышеизложенного, а также, что в нашей стране имеется большой опыт создания горизонтальных ПГ, выбираем тип предвключенного парогенератора – ПГ насыщенного пара с естественной циркуляцией, горизонтального типа, прототипом которого является парогенератор ПГВ 1000 М коллекторного типа с U-образными трубками.

Теплоноситель, выходящий из реактора, сначала направляется в ППГ, а затем в основной парогенератор.

Исходные данные для расчета:

- давление теплоносителя  $p_1 = 15,7$  МПа;
- температура теплоносителя на входе  $t'_1 = 322$  °С;
- расход теплоносителя  $G = 4187$  кг/с;
- давление генерируемого пара  $p_2 = 10$  МПа;
- температура генерируемого пара  $t_s = 311$  °С;
- расход пара  $D_2 = 73$  кг/с;
- температура питательной воды  $t_{пв} = 239$  °С.

Таблица 3.1 – Результаты конструкторского расчета

Наименование параметра	Обозначение	Величина
Тепловая мощность, кВт	$Q_{ППГ}$	$123,6 \cdot 10^3$
Температура теплоносителя на выходе, °С	$t''_1$	317
Скорость теплоносителя, м/с	$\bar{\omega}_1$	6
Число труб, шт.	$n_{тр}$	7710
Размер трубки, мм	$d_n \times \delta$	16×1,5
Средняя длина трубки, м	$l$	8
Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	$S$	2812

Продолжение таблицы 3.1

Наименование параметра	Обозначение	Величина
Внутренний диаметр корпуса, м	$D_{\text{вн}}^{\text{к}}$	3,2
Внутренний диаметр коллектора теплоносителя, м	$d_{\text{вн}}^{\text{к}}$	0,7
Внутренний диаметр коллектора питательной воды, м	$d_{\text{вн}}^{\text{кол}}$	0,11
Внутренний диаметр коллектора пара, м	$d_{\text{вн}}^{\text{кп}}$	0,4
Сопротивление ПГ по 1 контуру, кПа	$\Delta p_{\text{тн}}$	52,3
Материал корпуса и коллекторов	сталь	10ГН2МФА
Материал теплообменных труб	сталь	12Х18Н10Т

Подробный конструкторский расчет ППГ представлен в приложении А.



#### 4 Поверочный расчет основного парогенератора

Для проверки возможности использования в качестве основного ПГ серийно выпускаемого ПГВ 1000М, необходим его поверочный расчет.

Задачей поверочного теплового расчета является определение параметров рабочего тела на выходе из ПГВ 1000М при известных геометрических характеристиках поверхности нагрева и параметрах теплоносителя.

Из расчета ППГ видно, что температура теплоносителя на входе в ПГ уменьшилась по сравнению с базовым вариантом и составляет  $t'_1 = 317\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Температура теплоносителя на выходе из ПГ остается неизменной и равна  $t''_1 = 289\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Ввиду этого требуется установить фактическую производительность ППГ и ее соответствие требуемой.

Исходные данные для расчета

Параметры теплоносителя:

- давление теплоносителя  $p_1 = 15,7\text{ МПа}$ ;
- температура теплоносителя на входе  $t'_1 = 317\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- энтальпия теплоносителя на входе  $h'_1 = 1434\text{ кДж/кг}$ ;
- температура теплоносителя на выходе  $t''_1 = 289\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- энтальпия теплоносителя на выходе  $h''_1 = 1279\text{ кДж/кг}$ ;
- расход теплоносителя  $G = 4187\text{ кг/с}$ .

Параметры питательной воды:

- температура питательной воды  $t_{\text{пв}} = 239\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- энтальпия питательной воды  $h_{\text{пв}} = 1033\text{ кДж/кг}$ ;

При расчете тепловой схемы было принято давление в ПГ  $p_2 = 6,27\text{ МПа}$ . Соответственно, температура насыщения  $t_s = f(p_2) = 278,5^{\circ}\text{C}$ .

Средний температурный напор при данных параметрах:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \cdot \lg \left( \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}} \right)}, \quad (4.1)$$

где  $\Delta t_{\delta}$  – больший температурный напор на участке, °С;

$\Delta t_{\text{м}}$  – меньший температурный напор на участке, °С.

$$\Delta t_{\delta} = t'_1 - t_s = 317 - 278,5 = 38,5^{\circ}\text{С}. \quad (4.2)$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t''_1 - t_s = 289 - 278,5 = 10,5^{\circ}\text{С}. \quad (4.3)$$

$$\overline{\Delta t} = \frac{38,5 - 10,5}{2,3 \cdot \lg \left( \frac{38,5}{10,5} \right)} = 21,5^{\circ}\text{С}.$$

Средний температурный напор с другой стороны, по формуле:

$$\Delta \bar{t}' = \frac{Q_{\text{пг}}}{k_{\text{ср}} \cdot F}, \quad (4.4)$$

где  $Q_{\text{пг}}$  – тепловая мощность парогенератора, Вт;

$k_{\text{ср}}$  – средний коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

$F = 6115$  – площадь поверхности теплообмена основного ПГ, м².

Тепловая мощность ПГ:

$$Q_{\text{пг}} = G \cdot (h'_1 - h''_1) \cdot \eta_{\text{пг}} = 4187 \cdot (1434 - 1279) \cdot 0,98 = 626 \cdot 10^3 \text{ кВт}. \quad (4.5)$$

Средняя температура теплоносителя:

$$\bar{t}_1 = \frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{317 + 289}{2} = 303^{\circ}\text{С}. \quad (4.6)$$

Теплофизические свойства теплоносителя при данной температуре:

- число Прандтля  $Pr_1 = 0,8713$ ;
- коэффициент теплопроводности  $\lambda_1 = 0,5546 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ ;
- кинематическая вязкость  $\nu_1 = 1,213 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 / \text{с}$ ;
- плотность  $\rho_1 = 720,6 \text{ кг/м}^3$ .

Скорость теплоносителя:

$$\omega_1 = \frac{G}{\rho_1 \cdot n_{\text{тр}} \cdot f_{\text{тр}}} = \frac{4187}{720,6 \cdot 7710 \cdot 1,327 \cdot 10^{-4}} = 3,98 \text{ м/с}. \quad (4.7)$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega_1 \cdot d_b}{\nu_1} = \frac{3,98 \cdot 0,013}{1,213 \cdot 10^{-7}} = 4,3 \cdot 10^5. \quad (4.8)$$

Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы:

$$\alpha_1 = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_b} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot C_t \cdot C_1 \quad (4.9)$$

$$\alpha_1 = 0,021 \cdot \frac{0,5546}{0,013} \cdot (4,3 \cdot 10^5)^{0.8} \cdot 0,8713^{0.43} \cdot 1 \cdot 1 = 26944 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Температура стенки:

$$t_{ст} = \frac{\bar{t}_1 + t_s}{2} = \frac{303 + 278,5}{2} = 291^\circ\text{C} \quad (4.10)$$

Этой температуре соответствует  $\lambda_{ст} = 18,7 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ .

Коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочему телу:

$$\alpha_2 = \frac{10,45}{3,3 - 0,0113 \cdot (T_s - 373)} \cdot q^{0.7}, \quad (4.11)$$

где  $q$  – удельный тепловой поток,  $\text{Вт/м}^2$ ;

$T_s$  – температура насыщения, К.

$$q = \frac{Q_{шт}}{F} = \frac{626 \cdot 10^6}{6115} = 104007 \text{ Вт/м}^2 \quad (4.12)$$

$$\alpha_2 = \frac{10,45}{3,3 - 0,0113 \cdot (278,5 + 273,15 - 373)} \cdot (104 \cdot 10^3)^{0.7} = 26511 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле:

$$k_{ср} = [1/\alpha_1 + \delta/\lambda_{ст} + 2R_{ок} + 1/\alpha_2]^{-1}, \quad (4.13)$$

$R_{ок} = 2 \cdot 10^{-5}$  – термическое сопротивление окислов,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ .

$$k_{ср} = [1/26944 + 0,0015/18,7 + 2 \cdot 2 \cdot 10^{-5} + 1/26511]^{-1} = 5127 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Тогда:

$$\Delta \bar{t}' = \frac{626 \cdot 10^6}{5127 \cdot 6115} = 20,3^\circ\text{C}.$$

Температурные напоры  $\overline{\Delta t}$  и  $\Delta t'$  не равны друг другу. Из этого следует, что необходимо найти такое давление пара  $p'_2$ , при котором эти температурные напоры будут совпадать.

Задаемся давлением  $p'_2 = 6,38$  МПа, тогда  $t'_s = 279,6^\circ\text{C}$ .

$$\Delta t'_{\text{г}} = 317 - 279,6 = 37,4^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t'_{\text{м}} = 289 - 279,6 = 9,4^\circ\text{C}$$

$$\overline{\Delta t}'' = \frac{37,4 - 9,4}{2,3 \cdot \lg\left(\frac{37,4}{9,4}\right)} = 20,3^\circ\text{C}.$$

Температурные напоры  $\overline{\Delta t}''$  и  $\Delta t'$  совпадают, следовательно, давление пара в основном парогенераторе, вследствие изменения температуры теплоносителя на входе составляет  $p'_2 = 6,38$  МПа.

Фактическая паропроизводительность ПГ:

$$D' = \frac{Q_{\text{ПГ}}}{1,005(h'_2 - h_{\text{пв}}) + r} = \frac{626 \cdot 10^3}{1,005(1235 - 1033) + 1546} = 380 \text{ кг/с}. \quad (4.14)$$

Требуемая паропроизводительность ПГ по расчету тепловой схемы составляет  $D = 386$  кг/с.

Расхождение в расходах:

$$\Delta = \frac{D - D'}{D'} \cdot 100 = \frac{386 - 380}{380} \cdot 100 = 1,6\% . \quad (4.15)$$

На основании проведенного поверочного теплового расчета основного парогенератора можно сделать вывод, что стандартный парогенератор ПГВ 1000 М при снижении температуры теплоносителя на входе может выполнять свои функции для условий варианта 4 тепловой схемы с использованием ППГ, так как отличие фактической от требуемой паропроизводительности незначительно.

## 5 Компонентные вопросы

### 5.1 Расположение предвключенного парогенератора в реакторном отделении

Для большей компактности боксов парогенераторов следует рассмотреть возможность сближения их осей за счет разнесения по высоте.

Одним из важных факторов, который влияет на расположение ППГ по высоте, является режим естественной циркуляции теплоносителя (ЕЦТ) в первом контуре. В режиме ЕЦТ обеспечивается отвод энерговыделения от реактора в аварийных режимах, например отказ ГЦН.

Как известно [6], условием существования стационарного режима естественной циркуляции в замкнутом контуре является равенство движущего напора  $\Delta P_{\text{дв}}$  и гидравлического сопротивления контура циркуляции  $\Delta P_{\text{сопр}}$ .

Движущий напор прямо пропорционален разности плотностей теплоносителя в подъемном «горячем» и опускном «холодном» участках контура циркуляции и разности высотных отметок участков с подводом (активная зона) и отводом (парогенератор) тепла. Гидравлическое сопротивление пропорционально квадрату скорости теплоносителя через контур.

Таким образом, условие существования режима естественной циркуляции имеет вид:

$$\Delta P_{\text{сопр}} \leq g(\rho_x - \rho_r)\Delta H, \quad (5.1)$$

где  $\Delta P_{\text{сопр}}$  – гидравлическое сопротивление, Па;

$g = 9,8$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;

$\rho_x = f(15,7;317) = 688,5$  – плотность тн на холодном участке,  $\text{кг/м}^3$ ;

$\rho_r = f(15,7;322) = 675,4$  – плотность тн на горячем участке,  $\text{кг/м}^3$ ;

$\Delta H$  – разность высотных отметок между центрами ТО поверхностей парогенератора и активной зоны реактора, м.

Если гидравлическое сопротивление пропорционально квадрату скорости теплоносителя, а скорость теплоносителя в режиме ЕТЦ составляет 1 м/с [6] то:

$$\Delta p_{\text{сопр}} = \Delta p_{\text{тн}} / \bar{\omega}_1^2 = 52,3 \cdot 10^3 / 6^2 = 1453 \text{ Па.} \quad (5.2)$$

Из уравнения (5.1) найдем разность высотных отметок между центром активной зоны реактора и центром ППГ:

$$\Delta H \geq \frac{\Delta p_{\text{сопр}}}{g(\rho_x - \rho_r)} \geq \frac{1453}{9,8 \cdot (688,5 - 675,4)} \geq 11,4 \text{ м.}$$

Разность высотных отметок между центром активной зоны реактора и центром основного парогенератора составляет 9,4м.

Следовательно, расстояние между центром основного парогенератора и центром ППГ должно быть не менее 2 м, причем ППГ должен находиться выше основного ПГ.

Расположение предвключенного парогенератора в реакторном отделении можно увидеть на компоновочном чертеже ФЮРА.693410.004 МЧ.

## 5.2 Оценка габаритов первичного перегревателя

Для определения площади теплообмена первичного перегревателя необходимо найти его тепловую нагрузку и температурный напор.

Тепловая нагрузка ПЕ:

$$Q_{\text{пе}} = G_{\text{пе}} \cdot (h_{\text{пе\_гр}} - h'_{\text{пе}}) = 107,5 \cdot (2729 - 1399) = 143,0 \cdot 10^3 \text{ кВт.} \quad (5.3)$$

Средний температурный напор:

$$\overline{\Delta t_{\text{пе}}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \cdot \lg \left( \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \right)}, \quad (5.4)$$

где  $\Delta t_{\text{б}}$  – больший температурный напор на участке, °С;

$\Delta t_{\text{м}}$  – меньший температурный напор на участке, °С.

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{спгр}} - t_{\text{спг}} = 311 - 278,5 = 32,5^\circ\text{С.} \quad (5.5)$$

$$\Delta t_m = t_{\text{спгг}} - t_0 = 311 - 295 = 16^\circ\text{C}. \quad (5.6)$$

$$\overline{\Delta t_{\text{пе}}} = \frac{32,5 - 16}{2,3 \cdot \lg\left(\frac{32,5}{16}\right)} = 23,3^\circ\text{C}.$$

В качестве прототипа первичного перегревателя примем конструкцию второй ступени стандартного СПП-1000. Его основные характеристики [7]:

- тепловая нагрузка  $Q_{\text{спгг}2} = 31,6 \cdot 10^3 \text{ кВт}$ ;
- площадь теплообмена  $F_{\text{спгг}2} = 648 \text{ м}^2$ ;
- количество труб в кассете 37шт;
- количество кассет 107 шт;
- длина труб  $\ell_{\text{тр}}^{\text{спгг}2} = 4,6 \text{ м}$ .
- наружный диаметр трубки  $d_n = 16 \text{ мм}$ ;
- внутренний диаметр трубки  $d_{\text{вн}} = 14 \text{ мм}$ ;
- скорость греющего пара в трубках  $\omega_{\text{спгг}2} = 1,3 \text{ м/с}$ ;
- диаметр второй ступени  $D_{\text{спгг}2} = 2,6 \text{ м}$ .

Примем количество первичных перегревателей – 4 шт.

Тогда тепловая нагрузка одного ПЕ:

$$Q_{\text{пе1}} = Q_{\text{пе}} / 4 = 143,0 \cdot 10^3 / 4 = 35,8 \cdot 10^3 \text{ кВт}. \quad (5.7)$$

Считаем, что площадь поверхности теплообмена прямо пропорциональна тепловой нагрузке, тогда площадь поверхности ТО первичного перегревателя найдем по формуле:

$$F_{\text{пе}} = \frac{Q_{\text{пе1}} \cdot F_{\text{спгг}2}}{Q_{\text{спгг}2}} = \frac{35,8 \cdot 10^3 \cdot 648}{31,6 \cdot 10^3} = 734 \text{ м}^2. \quad (5.8)$$

Определим количество труб в первичном перегревателе:

$$n_{\text{тр}}^{\text{пе}} = \frac{F_{\text{пе}}}{\pi \cdot d_n \cdot \ell_{\text{пе}}}, \quad (5.9)$$

где  $\ell_{\text{пе}} = \ell_{\text{тр}}^{\text{спгг}2} = 4,6$  – длина труб ПЕ, м.

$$n_{\text{тр}}^{\text{пе}} = \frac{734}{\pi \cdot 0,016 \cdot 4,6} = 3176 \text{ шт.}$$

Проверим скорость греющего пара в трубках первичного перегревателя:

$$\omega_{\text{пе}} = \frac{4 \cdot G_{\text{пе1}}}{\rho_{\text{вх}} \cdot n_{\text{тр}}^{\text{пе}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}, \quad (5.10)$$

где  $\rho_{\text{вх}} = 56$  – плотность греющего пара на входе в трубки, кг/м<sup>3</sup>;

$G_{\text{пе1}} = G / 4 = 107,5 / 4 = 26,9$  – расход греющего пара на один ПЕ, кг/с.

$$\omega_{\text{пе}} = \frac{4 \cdot 26,9}{56 \cdot 3176 \cdot 3,14 \cdot 0,012^2} = 1,3 \text{ м/с.}$$

Скорость греющего пара в первичном перегревателе и второй ступени стандартного СПП-1000 совпадают.

Количество кассет ПЕ:

$$n_{\text{кас}} = \frac{n_{\text{тр}}^{\text{пе}}}{37} = \frac{3176}{37} = 86 \text{ шт.} \quad (5.11)$$

Площадь, приходящаяся на одну кассету второй ступени стандартного СПП-1000:

$$F_{\text{кас}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{спп2}}^2}{4 \cdot 103} = \frac{\pi \cdot 2,6^2}{4 \cdot 103} = 0,052 \text{ м}^2. \quad (5.12)$$

Диаметр трубного пучка первичного перегревателя:

$$D_{\text{пе}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{кас}} \cdot n_{\text{кас}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,052 \cdot 86}{3,14}} = 2,4 \text{ м.} \quad (5.13)$$

Диаметр корпуса первичного перегревателя:

$$D_{\text{к.пе}} = D_{\text{пе}} + 0,1 = 2,5 \text{ м.} \quad (5.14)$$

Расположение первичного перегревателя можно увидеть на компоновочном чертеже ФЮРА.693410.005 МЧ.



## 6 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Целью данного раздела является определение экономического эффекта от внедрения предвключенных парогенераторов в тепловую схему АЭС с ВВЭР без учета изменения затрат в строительную часть.

Годовой сравнительный экономический эффект может быть рассчитан по формуле:

$$\Xi = \Delta I_T - \Delta I_{\text{экпл}} - r \cdot \Delta K, \quad (6.1)$$

где  $\Delta I_T = I_T^{\text{баз}} - I_T^{\text{нов}}$  – разница годовых издержек на топливо за счет применения новой техники, руб;

$\Delta I_{\text{экс}} = I_{\text{экс}}^{\text{нов}} - I_{\text{экс}}^{\text{баз}}$  – разница в ежегодных издержках на эксплуатацию базовой и новой техники, руб;

$\Delta K = K^{\text{нов}} - K^{\text{баз}}$  – разница капиталовложений в базовую и новую технику, руб;

$r = 0,15$  – ставка дисконтирования.

Вариант с базовой техникой в тепловой схеме представляет собой четыре основных парогенератора ПГВ 1000. Новая техника – четыре предвключенных парогенератора, работающих совместно с основными парогенераторами.

### 6.1 Расчет годовых издержек на топливо

Годовые издержки на топливо могут быть определены следующим образом:

$$I_T^{\text{баз/нов}} = C_T^{\text{баз/нов}} \cdot \Xi_{\text{отп}}, \quad (6.2)$$

где  $C_T^{\text{баз/нов}}$  – топливная составляющая себестоимости электроэнергии, руб / кВт · ч;

$\Xi_{\text{отп}}$  – количество отпускаемой электроэнергии потребителю за год, кВт · ч.

Количество отпускаемой электроэнергии рассчитывается по формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{отп}} = N_y \cdot h_y, \quad (6.3)$$

где  $N_y = 1100 \cdot 10^3$  – установленная мощность блока, кВт;

$h_y = 7000$  – число часов работы АЭС в год, ч.

Топливная составляющая себестоимости электроэнергии:

$$C_t^{\text{баз/нов}} = \frac{1}{24} \cdot \frac{\bar{Y}_t}{\bar{B} \cdot \eta^{\text{баз/нов}}}, \quad (6.4)$$

где  $\bar{B} = 35000$  – средняя глубина выгорания ядерного топлива, МВт·сут/т;

$\eta^{\text{баз/нов}}$  – КПД блока по отпуску электроэнергии (нетто);

$\eta^{\text{баз/нов}} = 0,306$  – для блока с базовой техникой;

$\eta^{\text{баз/нов}} = 0,352$  – для блока с новой техникой;

$\bar{Y}_t$  – удельные издержки на ядерное топливо, руб /кг.

Удельные издержки на ядерное топливо можно определить по формуле:

$$\bar{Y}_t = (\bar{Y}_{\text{исх.пр.}} + \bar{Y}_{\text{об}} + \bar{Y}_{\text{изг}} + \bar{Y}_{\text{тр}} + \bar{Y}_{\text{выд}}) \cdot 65, \quad (6.5)$$

где  $\bar{Y}_{\text{исх.пр.}} = 80$  – удельная стоимость исходного продукта (природного урана), дол/кг;

$\bar{Y}_{\text{об}} = 700$  – удельная стоимость обогащенного урана, дол/кг ;

$\bar{Y}_{\text{изг}} = 100$  – удельная стоимость изготовления ТВС, включая стоимость КМ, дол/кг;

$\bar{Y}_{\text{тр}} = 3$  – удельная стоимость транспортировки ТВС к АЭС, дол/кг;

$\bar{Y}_{\text{выд}} = 25$  – удельная стоимость выдержки отработанного топлива в бассейне АЭС не менее 5 лет, дол/кг;

65 – курс доллара.

## 6.2 Расчет капитальных вложений

Расчет капитальных вложений в ПГ определяется по методу укрупненного калькулирования [5]. По этому методу стоимость изготовления отдельных узлов и деталей рассчитывается по следующей зависимости:

$$Ц_i = B_n \cdot [(B_{li} \cdot G_i \cdot C_i / I_i) + B_{2i} \cdot П_i \cdot G_i], \quad (6.6)$$

где  $Ц_i$  – стоимость изготовления узла и детали, руб;

$G_i$  – масса узла или детали, т;

$C_i$  – цена сорта размера металла, идущего на изготовление узла или детали, руб/т;

$I_i$  – коэффициент использования металла данного сортамента;  
 $I_i = 0,75$  – для труб;  $I_i = 0,7$  – для проката;  $I_i = 0,6$  – для штамповок;  $I_i = 0,35$  – для поковок.

$П_i$  – усредненная производственная заработная плата с начислениями в расчете на 1 т металлоконструкций, руб/т;

$П_i = 120000$  руб/т – при изготовлении теплообменной поверхности из гладких труб;  $П_i = 40000$  руб/т – для деталей корпуса, изготовленных из углеродистой стали;  $П_i = 80000$  руб/т – для деталей корпуса, изготовленных из легированной стали.

$B_n = 1,2$  – неучтенные затраты при проектировании;

$B_{li}$  – коэффициент, учитывающий накопления, внепроизводственные расходы, транспортно-заготовительные расходы, стоимость покупных полуфабрикатов и др.;

$B_{2i}$  – коэффициент, учитывающий отношение общезаводских и цеховых расходов к заработной плате.

Значения  $B_{li}$  и  $B_{2i}$  зависят от вида деталей и цеха, в котором они изготавливаются ( $B_{li} = 2,05$  и  $B_{2i} = 14$  для деталей корпуса и коллекторов, изготов-

ливаемых в кузнечно–прессовом цехе;  $B_{1i} = 1,48$  и  $B_{2i} = 5,95$  для изготовления деталей из труб).

Соответственно, стоимость деталей корпуса и коллекторов, изготавливаемых в кузнечно–прессовом цехе:

$$Ц_i = [(2,46 \cdot C_i / I_i) + 16,79 \cdot П_i] \cdot G_i. \quad (6.7)$$

Стоимость деталей, изготавливаемых из труб:

$$Ц_i = [(1,78 \cdot C_i / I_i) + 7,14 \cdot П_i] \cdot G_i \quad (6.8)$$

Стоимость основных узлов, деталей и ПГ, некоторые характеристики заготовок и цена сорта размера металла представлены в таблице 6.1. Для того чтобы при определении стоимости ПГ учесть стоимость «неосновных» деталей, стоимость корпуса увеличена на 5 %, коллектора теплоносителя на 30%.

Таблица 6.1 – Стоимость, тип и цена сорта размера металла основных узлов, деталей и ПГ

Наименование деталей и узлов	Тип заготовки/ марка стали	Цена сорта-размера, руб/т	Обозначение и расчетная формула	Стоимость, руб
Основной парогенератор				
Цилиндрическая обечайка	Лист/ 10ГН2МФА	62000	$Ц_{11} - (6.7)$	227810842
Днища	Штамповка/ 10ГН2МФА	88000	$Ц_{12} - (6.7)$	53676000
Трубы теплопередающей поверхности	Труба 16x1,5/ 12X18Н10Т	548700	$Ц_{13} - (6.8)$	164095072
Система дистанционирования			$Ц_{14} = 0,02Ц_{13}$	3281901
Коллектор теплоносителя	Поковка/ 10ГН2МФА	93000	$Ц_{15} - (6.7)$	120914877
Коллектор питательной воды	трубы		$Ц_{16} - (6.8)$	3440659
Коллектор пара	трубы		$Ц_{17} - (6.8)$	2136964
Весь ПГ			$K_{\text{осн}} = \sum_{i=1}^7 Ц_{li}$	575356316
Предвключенный парогенератор				
Цилиндрическая обечайка	Лист/ 10ГН2МФА	62000	$Ц_{21} - (6.7)$	94581691
Днища	Штамповка/ 10ГН2МФА	88000	$Ц_{22} - (6.7)$	28627200

Продолжение таблицы 6.1

Трубы теплопередающей поверхности	Труба 16x1,8/ 12X18H10T	548700	$\Pi_{23} - (6.8)$	72311354
Система дистанционирования			$\Pi_{24} = 0,02\Pi_{23}$	1446227
Коллектор теплоносителя	Поковка/ 10ГН2МФА	93000	$\Pi_{25} - (6.7)$	23354185
Коллектор питательной воды	трубы		$\Pi_{26} - (6.8)$	220223
Коллектор пара	трубы		$\Pi_{27} - (6.8)$	292995
Весь ПГ			$K_{\text{пгг}} = \sum_{i=1}^7 \Pi_{2i}$	220833875

Капитальные вложения в базовую технику:

$$K^{\text{баз}} = 4 \cdot K_{\text{осн}} \quad (6.9)$$

Капитальные вложения в новую технику:

$$K^{\text{нов}} = 4 \cdot K_{\text{осн}} + 4 \cdot K_{\text{пгг}} \quad (6.10)$$

### 6.3 Расчет годовых эксплуатационных издержек

Годовые эксплуатационные издержки определяются по формуле:

$$I_{\text{экс}}^{\text{нов/баз}} = I_{\text{ам}}^{\text{нов/баз}} + I_{\text{тр}}^{\text{нов/баз}} + I_{\text{пр}}^{\text{нов/баз}}, \quad (6.11)$$

где  $I_{\text{ам}}^{\text{нов/баз}} = 0,04 \cdot K^{\text{нов/баз}}$  – амортизационные отчисления;

$I_{\text{тр}}^{\text{нов/баз}} = 0,2 \cdot I_{\text{ам}}^{\text{нов/баз}}$  – затраты на текущий ремонт;

$I_{\text{пр}}^{\text{нов/баз}} = 0,35 \cdot I_{\text{ам}}^{\text{нов/баз}}$  – прочие расходы.

### 6.4 Определение экономического эффекта

Расчеты годовых издержек на топливо, эксплуатационных издержек и капиталовложений в базовую и новую технику представлены в таблице 6.2.

Таблица 6.2 – Сводная таблица расчетов.

Наименование	Базовая техника	Новая техника
$\Xi_{\text{отп}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}$	$\Xi_{\text{отп}} = 7,7 \cdot 10^9$	
$\bar{Й}_T, \text{ руб/кг}$	59020	
$C_T, \text{ руб} / \text{ кВт} \cdot \text{ч}$	0,2296	0,1966
$И_T, \text{ руб}$	1767920000	1536979167
$K, \text{ руб}$	2301425262	3184760761
$И_{\text{ам}}, \text{ руб}$	92057010	127390430
$И_{\text{тр}}, \text{ руб}$	18411402	25478086
$И_{\text{пр}}$	32219954	44586651
$И_{\text{экс}}$	142688366	197455167

Разница годовых издержек на топливо за счет применения новой техники:

$$\Delta И_T = 1767920000 - 1536979167 = 230940833 \text{ руб.}$$

Разница в ежегодных издержках на эксплуатацию базовой и новой техники:

$$\Delta И_{\text{экс}} = 197455167 - 142688366 = 54766801 \text{ руб.}$$

Разница капиталовложений в базовую и новую технику:

$$\Delta K = 3184760761 - 2301425262 = 883335499 \text{ руб.}$$

Рассчитаем экономический эффект по формуле (6.1):

$$\Xi = 230940833 - 54766801 - 0,15 \cdot 883335499 = 43673707 \text{ руб.}$$

## 6.5 Оценка экономической эффективности инвестиций

В качестве критериев экономической эффективности инвестиций наибольшее распространение получили чистый дисконтированный доход, ин-

декс рентабельности проекта, срок окупаемости и внутренняя норма доходности проекта.

Чистый приведенный доход (NPV)

Данный критерий опирается на два положения:

- 1) лучший проект обеспечивает большее значение дохода;
- 2) разновременные затраты (доходы) имеют неодинаковую стоимость для инвестора.

В соответствии с этим критерием лучшим проектом будет тот, который обеспечивает большие значения NPV:

$$NPV = \sum_{t=1}^T \frac{D_t}{(1+r)^t} = -\Delta K + \sum_{t=1}^{30} \frac{\Delta И_t - \Delta И_{\text{экпл}}}{(1+r)^t}, \quad (6.12)$$

где NPV – чистый приведенный доход, млн. руб;

$D_t$  – чистый приведенный доход в  $t$ -ом году, млн. руб.;

$r$  – ставка дисконтирования.

Фактор обесценивания денежных средств с течением времени учитывается процедурой дисконтирования с использованием ставки дисконтирования  $r$ . Обоснование величины  $r$  является достаточно сложной задачей, при этом это значение не является величиной постоянной, а меняется в зависимости от общего состояния экономики страны, где планируется реализация проекта, так и от отраслевых особенностей реализуемого проекта. В общем случае  $r$  принято определять как:

$$r = r_0 + r_{\text{риск}} = 7 + 8 = 15\%, \quad (6.13)$$

где  $r_0$  – доходность государственных долговых обязательств РФ, которая определяет минимальный уровень доходности по без рисковому инвестированию средств;

$r_{\text{риск}}$  – премия за риск, зависящая от отраслевой особенности реализуемого проекта, а также склонности инвесторов к риску в разных условиях рыночной конъюнктуры.

На практике обычно принимается, что значение  $r$  не может быть ниже доходности по депозитам надежного банка.

$$NPV = -883,33 + \sum_{t=1}^{30} \frac{230,94 - 54,76}{(1 + 0,15)^t} = 275 \text{ млн.руб.}$$

Представим график зависимости  $NPV$  от времени, по которому можно определить срок окупаемости проекта.

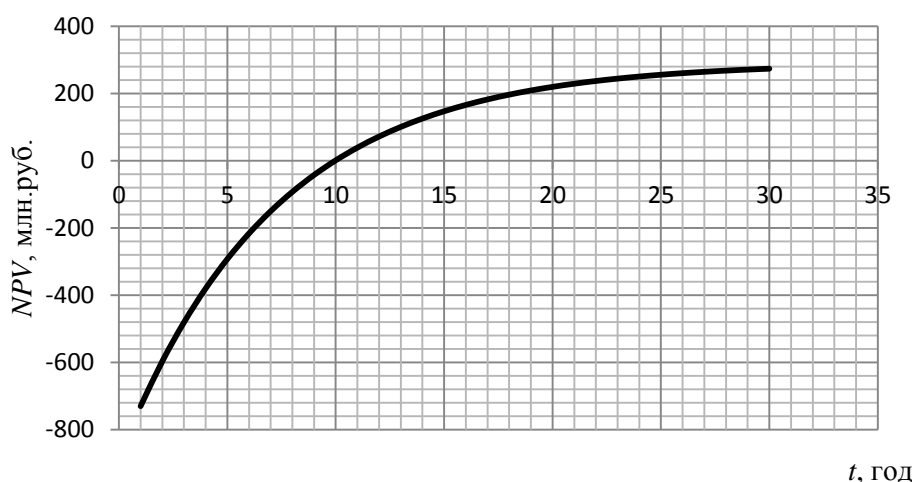


Рис. 6.1 – Зависимость чистого приведенного дохода от времени

#### Индекс рентабельности проекта (PI)

В соответствии с этим критерием лучший проект обеспечивает максимальное значение индекса рентабельности проекта. Индекс рентабельности инвестиционного привлекательного проекта должен быть больше единицы:

$$PI = \frac{\sum_{t=1}^T \frac{\Delta И_T - \Delta И_{ЭКПЛ}}{(1+r)^t}}{\Delta K} = \frac{\sum_{t=1}^{30} \frac{230,94 - 54,76}{(1+0,15)^t}}{883,33} = 1,31. \quad (6.14)$$

#### Срок окупаемости инвестиций

Срок окупаемости инвестиций с учетом фактора времени может быть найден путем решения следующего уравнения относительно  $T_{ок}$ :

$$NPV = -\Delta K + \sum_{t=1}^{T_{ок}} \frac{\Delta И_T - \Delta И_{ЭКПЛ}}{(1+r)^t} = 0; \quad (6.15)$$

$$-883,33 + \sum_{t=1}^{T_{ок}} \frac{230,94 - 54,76}{(1+0,15)^t} = 0;$$

$$T_{ок} = 10 \text{ лет.}$$



Как видно из уравнения, срок окупаемости проекта – это значение  $t$ , при котором NPV равен 0. Лучшим будет вариант инвестирования средств, обеспечивающий минимальное значение  $T_{ок}$ .

В случаях, когда срок инвестирования средств в реализуемый проект относительно небольшой (несколько лет), величина денежных поступлений по годам меняется незначительно, а капиталовложения в проект осуществляются единовременно, срок окупаемости инвестиций можно определить без учета фактора времени:

$$T_{ок} = \frac{\Delta K}{\Delta И_t - \Delta И_{экс}} = \frac{833,33}{230,94 - 54,76} = 5 \text{ лет} \quad (6.16)$$

Сравнив два результата видно, что, не учитывая фактор удешевления, срок окупаемости ниже, следовательно, для данной ситуации упрощенный расчет недопустим.

Внутренняя норма доходности (IRR)

IRR определяется как значение ставки дисконтирования  $r$ , при которой выполняется равенство:

$$\Delta K = \sum_{t=1}^T \frac{\Delta И_t - \Delta И_{экс}}{(1+r)^t}; \quad (6.17)$$

$$883,33 = \sum_{t=1}^{30} \frac{230,94 - 54,76}{(1+r)^t} \longrightarrow r = 0,1985.$$

Экономический смысл *IRR* следующий: значение *IRR* соответствует действительной эффективной доходности инвестиций в проект с учетом фактора времени. Обычно проект считается экономически эффективным, если *IRR* превышает действующее на момент оценки значение ставки по депозитам надежного банка.

Анализ:

На основании проведенных расчетов, следует отметить, что проект внедрения четырёх предвключенных парогенераторов является рентабельным, с достаточно низким сроком окупаемости. Кроме того, экономический эффект проекта – положительная величина, что приносит прибыль предприятию. Откуда следует, что освоение новой техники в тепловой схеме АЭС имеет экономическую целесообразность.

## 7 Социальная ответственность

Основной задачей экологической политики, реализуемой Госкорпорацией «Росатом», является экологически безопасное и устойчивое развитие организаций отрасли в процессе производства и использования атомной энергии на ближайшую перспективу и в долгосрочном периоде, при которых организациями отрасли наиболее эффективно обеспечивается достижение стратегической цели экологической политики Российской Федерации.

Одним из основных критериев, используемых при принятии решения о возможности практической реализации любого вида намечаемой хозяйственной деятельности, является критерий ее экологической безопасности. В соответствии с Федеральным законом «Об охране окружающей среды» понятие «экологическая безопасность» определено как «состояние защищенности природной среды и жизненно важных интересов человека от возможного негативного воздействия хозяйственной и иной деятельности, чрезвычайных ситуаций природного и техногенного характера, их последствий».

В соответствии с Федеральным Законом «Об экологической экспертизе» любой проект такой деятельности должен проходить государственную экологическую экспертизу, в ходе которой устанавливается соответствие намечаемой хозяйственной и иной деятельности экологическим требованиям, а также определяется допустимость реализации объекта экологической экспертизы в целях предупреждения возможных неблагоприятных воздействий этой деятельности на окружающую природную среду.

Концепция охраны окружающей среды АЭС при обосновании экологической безопасности всего жизненного цикла АЭС исходит из того, что АЭС – это комплекс объектов, воздействующих на природное окружение ее региона. При обосновании экологической безопасности руководствуются критерием, что любая АЭС потенциально является источником трех основных видов воздействия на наземные, водные экосистемы и население ее региона: радиационного, химического и теплового. Кроме того, иногда учитывается, что некоторую роль

может играть фактор воздействия, обусловленный увеличением антропогенной нагрузки на экосистемы в связи с изменением демографической ситуации в регионе (увеличение численности населения, более интенсивное рекреационное использование территории и т.д.).

Природное окружение проектируемой АЭС может быть весьма разнообразным. Хотя, качественно, любая экосистема, в целом, одинаково реагирует на воздействие со стороны АЭС, количественно, отклики могут быть различными. Поэтому работа по обоснованию экологической безопасности АЭС, а в последствии контроль за практическим соответствием фактических и прогнозных оценок экологического состояния АЭС является чрезвычайно обширной и трудоемкой. Но в экосистемном окружении региона АЭС всегда можно найти элементы, наиболее чувствительные к любым видам внешних воздействий, т.е. «наиболее уязвимые компоненты» (по определению нормативных документов) или критические компоненты. Таким образом, для того чтобы работа по обоснованию экологической безопасности АЭС была реально выполнимой и, в то же время, сохраняла представительность получаемых результатов, используется понятие критической экосистемы в регионе АЭС.

В природном окружении АЭС могут быть экосистемы, уже подверженные изменениям (например, до начала работы АЭС) в результате антропогенных или природных воздействий. Такие экосистемы должны быть также отнесены к критическим и в их составе должны быть установлены критические виды. Также к категории критических следует относить экосистемы – резерваты редких, исчезающих, эндемичных, занесенных в Красные книги растений и животных. Эти экосистемы должны сохраняться в неприкосновенности, и нарушающие их жизнедеятельность воздействия со стороны АЭС недопустимы.

При формировании концепции воздействия АЭС на окружающую среду считается, что, исходя из современных экологических подходов, используемых в промышленной экологии, система «АЭС – окружающая среда» условно делится на четыре блока:

- АЭС (совместно с подсобными, вспомогательными предприятиями и поселком энергетиков) – источник воздействия на окружающую среду;
- другая хозяйственная деятельность в пределах региона (кроме самой АЭС), в том числе промышленность и транспорт – источник воздействия на окружающую среду;
- население региона – объект воздействия;
- природные комплексы региона – объект воздействия.

Природные комплексы, как объект воздействия, т.е. объект, воспринимающий воздействия со стороны АЭС и подверженный воздействию со стороны других источников загрязнения окружающей среды, подразделяется на подобъекты: естественные наземные и водные природные комплексы, агроэкосистемы и искусственные или антропогенно измененные природные комплексы (например, искусственно созданный водоем-охладитель или естественное водохранилище, часть морской акватории, используемые в качестве водоема охладителя; агроэкосистемы, утилизирующие сбросное тепло, если это предусмотрено проектом).

При рассмотрении АЭС, как источника воздействия, устанавливаются мощность газоаэрозольного выброса радионуклидов и химических веществ в атмосферу, расход, температура выброса и другие характеристики, необходимые для описания рассеяния выброса в атмосфере; устанавливаются характеристики жидких сбросов (расход, состав активных и химических загрязнителей, присутствующих в стоке, температура и другие характеристики сброса), количество сбрасываемого тепла; определяется точное местоположение точек сбросов и выбросов.

Общая экологическая ситуация в рассматриваемом регионе оценивается в увязке с параметрами его хозяйственного использования. Определяются основные социально-демографические показатели региона АЭС.

Среди водных экосистем, в первую очередь, рассматривается экосистемы поверхностной водной сети, поскольку именно они при нормальной эксплуатации АЭС испытывают наибольшую антропогенную нагрузку, в основном за

счет сброса подогретых вод, а также забора воды. В экосистеме выделяются, если это целесообразно, критические экоучастки. Производится инвентаризация критических экоучастков или водоема в целом, формируется модель поступления загрязнителей. Поскольку, как это следует из практического опыта эксплуатации АЭС, основным фактором воздействия на экосистему водоема-охладителя является сбросное тепло, эвтрофированию водоема, как возможному отклику на это воздействие, должно уделяться особое внимание.

### 7.1 Вредные производственные факторы

Рассмотрим производственную безопасность со стороны старшего оператора реакторного отделения (СОРО).

Рабочее место СОРО находится в помещении оперативного персонала в зоне контролируемого доступа (ЗКД). Так же рабочим местом являются все помещения реакторного цеха в ЗКД на соответствующем энергоблоке.

К вредным факторам, влияющим на работу СОРО, относятся:

- ионизирующее излучение;
- микроклимат;
- освещение;
- электромагнитные, электростатические поля и излучения.

#### 7.1.1 Ионизирующие излучения

##### 7.1.1.1 Источники излучений

Источники излучений, учитываемые при расчетах и проектировании биологической защиты:

1) Активная зона реактора – как источник нейтронного и гамма-излучения, а также вторичного гамма-излучения, сопровождающего радиационный захват нейтронов в материалах активной зоны, определяющие уровни ионизирующего излучения при работе реактора на мощности в помещениях за

биологической защитой, где может потребоваться присутствие обслуживающего персонала, а также как источник продуктов деления, поступающих в первый контур.

2) Первый контур – как источник излучения N-16 и N-17, активированных продуктов коррозии и радионуклидов - продуктов деления, попадающих в теплоноситель из-за дефектных оболочек твэлов, а также вторичного гамма-излучения, сопровождающего радиационный захват нейтронов в теплоносителе первого контура.

3) Второй контур – как источник радиоактивных веществ при протечках теплоносителя первого контура.

4) Другие системы и оборудование энергетической установки: корпус реактора и внутрикорпусные устройства – как источник активационного излучения конструкционных материалов, а также вторичного гамма-излучения, сопровождающего захват нейтронов в металлоконструкциях; оборудование, омываемое теплоносителем первого контура – как источник излучения активированных продуктов коррозии; установки спецводоочистки и отверждения отходов – как источники излучения сред, перерабатываемых на них.

Система перегрузки, хранения и транспортирования ОЯТ – как источник излучения продуктов деления, содержащихся в облученном топливе и активации конструкционных материалов.

#### 7.1.1.2 Радиационная защита

Целью создания эффективной радиационной защиты в проекте энергоблока АЭС с ВВЭР с использованием ППГ является охрана здоровья персонала и населения от вредного воздействия ионизирующего излучения путем соблюдения основных принципов и норм радиационной безопасности, а также ограничение радиационного воздействия на окружающую среду, не превышающего установленных в проекте соответствующих пределов.

Оптимизация проекта радиационной защиты выполняется на основе реализации рекомендации МКРЗ по ограничению радиационного воздействия на персонал – принципа оптимизации. Данный принцип распространяется на оптимизацию уровней радиационного воздействия на персонал только при нормальной эксплуатации атомной станции. Практическое применение принципа оптимизации в проекте связано с анализом коллективной дозы персонала при проведении планово-предупредительных работ и перегрузки топлива. При авариях на станции все технические и организационные решения по радиационной защите основаны на ограничении индивидуальных аварийных доз облучения.

#### 7.1.1.3 Регламентированные уровни профессионального облучения

С целью снижения радиационных нагрузок на персонал и население в режимах нормальной эксплуатации, нарушениях нормальной эксплуатации, проектных авариях и запроектных авариях при разработке типового проекта энергоблока ВВЭР, проводится оптимизация технических решений, принятых в проекте АЭС-2006.

Для нормальной эксплуатации устанавливаются следующие категории облучаемых лиц:

- персонал (группы А и Б) – лица, работающие с техногенными источниками излучения (группа А) или работающие на АЭС или на территории её санитарно-защитной зоны и находящиеся в сфере воздействия техногенных источников (группа Б);
- всё население, включая лиц из персонала вне сферы и условий их производственной деятельности.

В качестве основных пределов доз при проектировании энергоблока ВВЭР, согласно [8], принимаются пределы индивидуальных доз облучения персонала и населения, которые приведены в таблице 7.1.

В концепции радиационной безопасности проекта ВВЭР ТОИ при разработке технологических систем и оборудования в качестве проектного предела

индивидуальной дозы облучения персонала при нормальной эксплуатации установлена величина 5 мЗв в год, а проектный предел средней индивидуальной дозы персонала 2 мЗв в год.

Таблица 7.1– Основные пределы доз

Нормируемые величины	Пределы доз	
	Персонал (группа А)*	Население
Эффективная доза	20 мЗв в год в среднем за любые последовательные 5 лет, но не более 50 мЗв в год	1 мЗв в год в среднем за любые последовательные 5 лет, но не более 5 мЗв в год
Эквивалентная доза за год в:		
– хрусталике глаза	150 мЗв	15 мЗв
– коже	500 мЗв	50 мЗв
– кистях и стопах	500 мЗв	50 мЗв
* Пределы доз, как и все остальные допустимые уровни воздействия персонала группы Б, равны ¼ значений для персонала группы А.		

В концепции радиационной безопасности проекта ВВЭР при проектных авариях для персонала (группа А) в качестве предельной дозы (согласно таблице 7.1) устанавливается эффективная доза 50 мЗв в год.

Для населения (в соответствие с таблицей 7.1) предельная индивидуальная эффективная доза облучения при проектных авариях принимается равной 5 мЗв в год. В качестве целевого предела облучения населения при авариях с частотой от  $10^{-2}$  1/год до  $10^{-4}$  1/год принимается эффективная доза 1 мЗв/событие.

Оценка в проекте доз облучения персонала и населения при нормальной эксплуатации, при нарушениях нормальной эксплуатации и при авариях выполняется с учетом всех факторов, формирующих дозу облучения.



#### 7.1.1.4 Технические средства и организационные меры по обеспечению радиационной безопасности

В проекте энергоблока АЭС с ВВЭР с использованием ППГ предусматриваются технические средства и организационные меры, которые обеспечивают не превышение установленных пределов доз по внутреннему и внешнему облучению персонала и населения, а также нормативов по содержанию радиоактивных веществ в окружающей среде при нормальной эксплуатации и проектных авариях.

Техническими средствами и организационными мерами по обеспечению радиационной безопасности являются:

- экраны биологической защиты, роль которых выполняют биологическая защита реактора, а также бетонные стены и перекрытия помещений АЭС;
- защитная оболочка, предназначенная для локализации выделяющихся в случае аварии радиоактивных веществ;
- устройство замкнутых контуров для радиоактивных сред;
- организация контроля над радиоактивными течами, сбором и очисткой возможных радиоактивных течей;
- системы спецвентиляции, обеспечивающие необходимую кратность воздухообмена для ограничения концентрации радиоактивных веществ в рабочих помещениях в пределах, установленных нормативными документами;
- системы очистки газов перед выбросом в атмосферу;
- системы сбора, переработки и хранения радиоактивных отходов;
- вентиляционная труба, обеспечивающая газоаэрозольный выброс в атмосферу и дисперсию радионуклидов при их распространении в атмосфере;
- разделение зданий и сооружений, относящихся к осуществлению технологического процесса, на контролируемую зону и зону свободного доступа;
- определение зон вокруг АЭС (санитарно-защитная зона и зона наблюдения) в зависимости от ожидаемой радиационной обстановки и уровней радиоактивного загрязнения в течение всего срока службы станции;

– система радиационного и дозиметрического контроля в помещениях АЭС, на промплощадке, в санитарно-защитной зоне и зоне наблюдения.

При проектировании радиационной защиты энергоблока ВВЭР прогнозируемые дозы облучения рассчитываются с учетом:

- активности оборудования и его компоновки, параметров оборудования и защиты, определяющих уровни излучения;
- регламентов обслуживания, контроля, ремонта, определяющих требования к количеству персонала и продолжительности пребывания в зоне облучения.

Оборудование или элементы, которые должны быть доступны для работы (техническое обслуживание во время нормальной работы, предполагаемых эксплуатационных нарушениях) или для контроля, соответствующим образом размещены за радиационной защитой или обеспечены радиационной защитой с тем, чтобы доступ к ним не осложнялся воздействием радиации.

#### 7.1.1.5 Биологическая защита энергоблока

Биологическая защита энергоблока проектируется для снижения доз внешнего облучения до уровней, не превышающих допустимые во всех режимах работы станции.

При проектировании биологической защиты расчетные уровни облучения персонала регламентируются основными дозовыми пределами для персонала групп А и Б и, соответственно, исходя из названных нормативов по допустимой годовой дозе, предельными уровнями излучения в рабочих помещениях, дифференцированных по категориям (назначению помещения, характеру выполняемых в нем работ, необходимому времени нахождения в нем).

Регламентные мощности доз, используемые при проектировании защиты от внешних потоков ионизирующего излучения с коэффициентом запаса 2, приведены в таблице 7.2.

					ФЮРА.693410.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата.		79

Таблица 7.2 – Мощности доз, используемые при проектировании защиты

Категория облучаемых лиц	Назначение помещений и территорий	Продолжительность облучения, ч/год	Проектная мощность эквивалентной дозы, мкЗв/ч
Персонал группы А	Помещения постоянного пребывания персонала	1700	6,0
	Помещения временно-го пребывания персонала	850	12
Персонал группы Б	Помещения радиационного объекта и территория санитарно-защитной зоны, где находится персонал группы Б	2000	1,2

Все помещения по своему расположению, как правило, объединены так, чтобы активность сред размещенного в них технологического оборудования была одного порядка, а компактное расположение оборудования, сгруппированного таким образом, приводит к снижению объемов радиационной защиты, а также к сокращению технологических коммуникаций (трубопроводов с активными средами, каналов трапных вод и спецвентиляции), то есть к снижению количества радиоактивных источников, требующих индивидуальной защиты. Взаимная изоляция помещений с разным уровнем радиоактивных излучений обеспечивается строительными конструкциями и биологической защитой.

Материалами биологической защиты служат:

- бетоны различной плотности, из которых выполнены собственно строительные конструкции;
- сталь различных марок, из которой выполняются двери, люки, закладные детали в строительных конструкциях, например, в шахте реактора;
- чугунная дробь, применяемая для засыпки в различные полости строительных конструкций;

- различные борированные материалы, применяемы в активной зоне реактора;
- вода в качестве защиты от излучения применяется в бассейне выдержки и перегрузки отработавшего топлива, при транспортировке и временном хранении внутрикорпусных устройств реактора.

#### 7.1.1.6 Средства снижения доз профессионального облучения

Основными, используемыми в проекте средствами снижения доз профессионального облучения, являются:

- поддержание соответствующего водно-химического режима теплоносителя первого контура (снижение скорости коррозии и эрозии материалов);
- использование фильтрующих материалов с высокой степенью очистки теплоносителя первого контура от продуктов коррозии и от продуктов деления;
- расположение оборудования и трубопроводов, содержащих радиоактивные среды среднего и высокого уровня активности, в помещениях с биологической защитой, доступ в при работающем оборудовании запрещен;
- расположение вентильной арматуры в отдельных изолированных помещениях – вентильных камерах;
- очистка на ионообменных фильтрах от радионуклидов и химических загрязнений вод, которые повторно используются в циклах атомной станции;
- организация сбора и транспортировки твердых радиоактивных отходов позволяет значительно сократить время контакта персонала с отходами за счет оптимальной организации труда, применения специальных защитных контейнеров;
- применение специальных вентиляционных систем в целях поддержания концентраций радиоактивных веществ в воздухе рабочих помещений на возможно низком уровне, не превышающем допустимый;
- отверждение жидких радиоактивных отходов методом цементированния, при котором радионуклиды в отвержденном продукте находятся в водо-

					ФЮРА.693410.001 ПЗ	Лист
						81
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата.		

нерастворимом комплексе и возможность выхода их в окружающую среду очень мала.

### 7.1.2 Микроклимат

Согласно [9], в кабинах, на пультах и постах управления технологическими процессами, в залах вычислительной техники и других производственных помещениях при выполнении работ операторского типа, связанных с нервно-эмоциональным напряжением, должны соблюдаться оптимальные величины температуры воздуха  $22 \div 24$  °С, его относительной влажности  $60 \div 40$  % и скорости движения (не более 0,1 м/с).

Требуемые параметры микроклимата обеспечиваются использованием устройств кондиционирования воздуха.

### 7.1.3 Освещение

Помещение оперативного персонала находится в обстройке реакторного отделения, где в целях безопасности отсутствуют оконные проемы. Поэтому, в помещении оперативного персонала используется только искусственное освещение.

Характеристики зрительной работы:

- минимальный размер объекта различения – 0,5 мм;
- контраст – средний;
- фон – средний;
- напряженная зрительная работа выполняется непрерывно (8 часов);
- расстояние, на котором находится объект от глаз рабочего, составляет 0,5 м;
- напряжение в сети 220В .

Согласно [10], данным условиям соответствует:

- характеристика зрительной работы – «средняя точность»;

					ФЮРА.693410.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата.		82

- разряд работы – VI;
- подразряд – «В».

Для разряда VIв освещенность, при системе общего искусственного освещения, составляет  $E_{\text{общ}} = 200$  лк. Для обеспечения требуемой освещенности в помещении оперативного персонала применяются светильники с люминесцентной лампой.

#### 7.1.4 Электромагнитные, электростатические поля и излучения

Электромагнитное поле (ЭМП) создается магнитными катушками отклоняющей системы, находящимися около цокольной части электроннолучевой трубки монитора, ЭМП обладает способностью биологического, специфического и теплового воздействия на организм человека. Допустимые значения [11]:

- напряженности электрического поля в диапазоне частот 5 Гц ÷ 2000 Гц – 25 В/м, в диапазоне частот 2 кГц ÷ 400 кГц – 2,5 В/м;
- плотности магнитного потока в диапазоне частот 5 Гц ÷ 2000 Гц – 250 нТл, в диапазоне частот 2 кГц ÷ 400 кГц – 25 нТл;
- напряженности электростатического поля – 15 кВ/м;
- электростатического потенциала экрана видеомонитора – 500 В.

Биологическое воздействие ЭМП зависит от длины волны, интенсивности, продолжительности режимов воздействия, размеров и анатомического строения органа, подвергающегося влиянию ЭМП. Механизм нарушений, происходящих в организме под влиянием ЭМП, обусловлен их специфическим и тепловым действием.

Специфическое воздействие ЭМП обусловлено биохимическими изменениями, происходящими в клетках и тканях. Наиболее чувствительными являются центральная и сердечно-сосудистая системы.

Тепловое воздействие ЭМП характеризуется повышением температуры тела, локальным избирательным нагревом тканей, органов, клеток вслед-

ствие перехода ЭМП в тепловую энергию. Интенсивность нагрева зависит от скорости оттока тепла от облучаемых участков тела.

## 7.2 Опасные производственные факторы

### 7.2.1 Механические опасности

Механическая опасность – опасность способная причинить травму в результате контакта объекта или его частей с человеком. Все работники должны соблюдать правила техники безопасности при эксплуатации техники, сосудов высокого давления, грузоподъемных средств и т. п.

Несоблюдение и явное нарушение мер предосторожности при обслуживании техники, оборудования может привести к большому числу несчастных случаев, иной раз имеющих смертельный исход.

К механическим опасностям относятся: движущиеся части механизма, передвигающиеся детали механизма, острые кромки, заготовки, заусенцы, рабочие места, размещенные на высоте, повышенная запыленность воздуха, горячие и скользкие поверхности и т.д.

Факторы, увеличивающие опасность: подъемники, недостатки монтажа и конструкции оборудования, применения оборудования во внеэксплуатационных условиях.

К средствам защиты от механического травмирования относятся:

- ограждения (кожухи, козырьки, дверцы, экраны, щиты, барьеры и т. д.);
- предохранительные – блокировочные устройства;
- тормозные устройства;
- сигнальные устройства (звуковые, световые).

## 7.2.2 Термические опасности

Термическая опасность – опасность, которая может привести к ожогам и ошпариванию из-за соприкосновения с предметами или материалами, имеющими чрезвычайно высокую температуру, вызванную, например, излучением источниками тепла. К таким источникам относятся: различные виды теплообменного оборудования, трубопроводы, резервуары и др. Основным способом защиты, предохраняющим обслуживающий персонал от ожогов и воздействия высоких температур, является тепловая изоляция.

### 7.2.2.1 Расчет тепловой изоляции предвключенного парогенератора

Изолируем корпус парогенератора длиной 10,5 м и диаметром 3,5 м. Температура на поверхности изоляции  $t_{\Pi}$  принимается в закрытых рабочих помещениях равной 40 °С. Расчетная температура стенки принимается  $t_{CT}=t_s=311^{\circ}\text{C}$ .

Принимаем линейное термическое сопротивление теплоотдаче наружной изоляции  $R_H^L = 0,014 \text{ м} \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$  [12].

В качестве изоляционного слоя выбираем минераловатные, полужёсткие плиты марки П-125. Коэффициент теплопроводности для этого материала:  $\lambda_{из} = 0,05 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$ .

Для цилиндрической поверхности предварительно определяем величину В:

$$\ln(B) = 2\pi\lambda_{из}R_H^L \cdot \frac{t_{CT} - t_{\Pi}}{t_{\Pi} - t_H} = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,014 \cdot \frac{311 - 40}{40 - 25} = 0,079 \Rightarrow B = 1,08 \quad (7.1)$$

Для цилиндрической поверхности толщину изоляции определяем по формуле:

$$\delta_{из} = \frac{d_H}{2} \cdot (B - 1) = \frac{3,5}{2} \cdot (1,08 - 1) = 0,14 \text{ м.} \quad (7.2)$$



### 7.2.3 Электробезопасность

Электробезопасность – система организационных и технических мероприятий и средств, обеспечивающих защиту людей от вредного и опасного воздействия электрического тока, электрической дуги, электромагнитного поля и статического электричества.

Опасность электрического тока в отличие от прочих опасностей усугубляется тем, что человек не в состоянии без специальных приборов обнаружить напряжение дистанционно, как, например, движущиеся части, раскаленные объекты, открытые люки, не огражденные площадки, находящиеся на высоте, и т.п. Опасность обнаруживается слишком поздно – когда человек уже поражен.

Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов установлены для путей тока от одной руки к другой и от руки к ногам [13]. Напряжение прикосновения в токи, протекающие через тело человека при нормальном (неаварийном) режиме электроустановки, не должны превышать значений указанных в таблице 7.3.

Таблица 7.3 – Напряжение и ток протекающий через тело человека при нормальном режиме работы электроустановки

Род тока	U, В	I, mA
	не более	
Переменный, 50 Гц	2,0	0,3
Переменный, 400 Гц	3,0	0,4
Постоянный	8,0	1,0

Помещения оперативного персонала относятся к помещениям с повышенной опасностью поражения электрическим током, так как все оборудование и несущие конструкции - металлические.

Мероприятия по обеспечению электробезопасности:

– обеспечение недоступности к токоведущим частям (изоляция токоведущих частей, их ограждение, размещение на недоступной высоте и др.);

- устранение опасности поражения при появлении напряжения на корпусах, кожухах и т.п. (защитное зануление, защитное отключение, защитное заземление, разделение сетей, применение малых напряжений);
- использование специальных защитных средств (резиновые диэлектрические боты, перчатки, коврики, инструмент с изолированными ручками, указатели напряжения, переносные заземления, временные ограждения, защитные очки, брезентовые рукавицы и др.).

#### 7.2.4 Пожарная безопасность

Пожарная и взрывная безопасность – это система организационных мероприятий и технических средств, направленная на профилактику и ликвидацию пожаров и взрывов на производстве.

Пожары на производстве возникают по определенным причинам, устранение которых составляет основу всех мероприятий по пожарной безопасности. Расчетная категория здания реакторного отделения - В [14].

Основные причины возникновения пожара:

- нарушение порядка хранения пожароопасных материалов;
- нарушение правил эксплуатации электрического оборудования, эксплуатация его в неисправном состоянии.

##### 7.2.4.1 Система предотвращения пожаров

Целью создания систем предотвращения пожаров является исключение условий возникновения пожаров. Исключение условий возникновения пожаров достигается предотвращением условий образования горючей среды или источников зажигания. Предотвращение образования горючих сред.

Исключение условий образования горючей среды может обеспечиваться одним или несколькими из следующих способов:

- применение негорючих веществ и материалов;

					ФЮРА.693410.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата.		87

- ограничение массы или объема горючих веществ и материалов;
- использование наиболее безопасных способов размещения горючих веществ и материалов;
- изоляция горючей среды от источников зажигания (применение изолированных отсеков, камер, кабин).

#### 7.2.4.2 Системы противопожарной защиты

Целью создания систем противопожарной защиты является защита людей и имущества от воздействия опасных факторов пожара. Способы защиты людей и имущества от воздействия опасных факторов пожара могут быть следующими:

- применение объемно-планировочных решений и средств, которые ограничивают распространение процесса горения за пределы очага;
- устройство эвакуационных путей;
- устройство систем обнаружения пожара, оповещения и управления эвакуацией людей при пожаре.

#### 7.2.4.3 Первичные средства пожаротушения

В качестве первичных средств пожаротушения используют водяные и воздушно-пенные пожарные стволы, присоединённые, посредством рукавов, к системе пожарного водоснабжения при помощи пожарных кранов, располагаемых в наиболее доступных и безопасных местах здания (например, на лестничных клетках, вблизи входных дверей) и ручные огнетушители.

Углекислотные огнетушители (ОУ) предназначены для тушения загораний различных веществ и материалов, электроустановок под напряжением до 10 кВ, двигателей внутреннего сгорания, горючих жидкостей.

Хладоновые огнетушители (ОХ) предназначены для тушения возгораний горючих жидкостей и тушения электроустановок, находящихся под напря-

					ФЮРА.693410.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата.		88

жением до 0,4 кВ. Запрещается применять хладоновые огнетушители для тушения щелочных металлов.

Огнетушитель порошковый (ОП) предназначен для тушения возгорания твердых, жидких и газообразных веществ (класса А,В,С), а также электроустановок, находящихся под напряжением до 1 кВ.

При тушении пожара огнетушителями, необходимо соблюдать безопасные расстояния до электроустановки - не менее одного метра.

### 7.3 Охрана окружающей среды

#### 7.3.1 Газоаэрозольные выбросы

В таблице 7.4 приведены значения проектных пределов годовых газоаэрозольных выбросов.

Таблица 7.4 – Значения проектных пределов годовых газоаэрозольных выбросов для энергоблока ВВЭР

Радионуклиды	Проектный предел для ВВЭР (верхняя граница при оптимизации радиационной защите), ГБк *
Любая смесь ИРГ	$690 \cdot 10^3$
$^{131}\text{I}$ (газовая и аэрозольная формы)	18
$^{60}\text{Co}$	7,4
$^{134}\text{Cs}$	0,9
$^{137}\text{Cs}$	2,0
* предельный допустимый выброс с учётом условия, что доза облучения отдельных лиц из населения равна квоте 100 мкЗв/год в режимах нормальной эксплуатации (при работе на 100 % мощности и остановках на ППР) при отсутствии жидких сбросов	

Активность газоаэрозольного выброса определяется наличием неорганизованных протечек жидких радиоактивных сред в рабочих помещениях и газовыми сдувками из оборудования, работающего на активных средах.

### 7.3.2 Жидкие сбросы

Активность в жидких сбросах определяется наличием дебалансных вод, которые не участвуют в повторном цикле работы технологических систем АЭС.

Все значения удельной активности по отдельным радионуклидам, за исключением трития, должны быть ниже минимально-значимой удельной активности этих нуклидов, приведенных в приложении 4 [8].

Разработка проекта проводится так, чтобы при эксплуатации в нормальном режиме с учетом нарушений нормальной эксплуатации, годовые жидкие сбросы были менее 16 ГБк. Соблюдение указанного значения сбросов гарантирует, что доза облучения лиц из критической группы населения за счет жидких сбросов энергоблока ВВЭР не превысит 10 мкЗв в год.

### 7.4 Работа в чрезвычайных ситуациях

Радиационная опасность может возникать при авариях на радиационно опасных объектах (РОО). РОО — объект, на котором хранят, перерабатывают, используют или транспортируют радиоактивные вещества и при аварии, на котором или его разрушении может произойти облучение ионизирующим излучением или радиоактивное загрязнение людей, сельскохозяйственных животных и растений, объектов народного хозяйства, а также окружающей природной среды.

Аварии на РОО могут привести к радиационной чрезвычайной ситуации (РЧС). Под радиационной чрезвычайной ситуацией понимается неожиданная опасная радиационная ситуация, которая привела или может привести к незапланированному облучению людей или радиоактивному загрязнению окружающей среды сверхустановленных гигиенических нормативов и требует экстренных действий по защите людей и среды обитания.

Аварии, связанные с нарушением нормальной эксплуатации РОО, подразделяются на проектные и запроектные.

					ФЮРА.693410.001 ПЗ	Лист
						90
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата.		

Проектная авария — авария, для которой проектом определены исходные события и конечные состояния и предусмотрены системы безопасности, обеспечивающие с учетом принципа единичного отказа систем безопасности или одной, независимой от исходного события ошибки персонала ограничение ее последствий установленными для таких аварий пределами.

Запроектная авария — вызывается не учитываемыми для проектных аварий исходными событиями и приводит к тяжелым последствиям. При этом может произойти выход радиоактивных продуктов в количествах, приводящих к радиоактивному загрязнению прилегающей территории, возможному облучению населения выше установленных норм. В тяжелых случаях могут произойти тепловые и ядерные взрывы.

В зависимости от границ зон распространения радиоактивных веществ и радиационных последствий потенциальные аварии на АЭС делятся на шесть типов: локальная, местная, территориальная, региональная, федеральная, трансграничная.

Если при региональной аварии количество людей, получивших дозу облучения выше уровней, установленных для нормальной эксплуатации, может превысить 500 человек, или количество людей, у которых могут быть нарушены условия жизнедеятельности, превысит 1 000 человек, или материальный ущерб превысит 5 млн. минимальных размеров оплаты труда, то такая авария будет федеральной.

При трансграничных авариях радиационные последствия аварии выходят за территорию Российской Федерации, либо данная авария произошла за рубежом и затрагивает территорию Российской Федерации.

#### 7.4.1 Действия СОРО в аварийных ситуациях

При опасности возникновения несчастного случая СОРО, находящийся вблизи, должен принять меры по его предупреждению (остановить оборудование или соответствующий механизм, снять напряжение, отключить подачу пара

или воды, оградить опасную зону и т.п.), а при несчастном случае оказать также доврачебную помощь пострадавшему, сохранив по возможности обстановку на месте происшествия. О случившемся доложить СИЭРО (НСРЦ).

При возникновении пожара необходимо действовать в соответствии с «Оперативными карточками основных действий персонала при возникновении пожара (реакторный цех: зона контролируемого доступа)».

При обнаружении признаков возникновения аварии (запроектной аварии) нарушениях режима работы немедленно докладывать об этом вышестоящему оперативному лицу (СИЭРО, НСРЦ, НСБ или НС АС) и административному – НРЦ (ЗНРЦэ) и действовать в соответствии с:

- «Рабочим технологическим регламентом безопасной эксплуатации энергоблока»;
- «Инструкцией по ликвидации аварии на энергоблоке»;
- памяткой «Действия персонала по сигналам оповещения» и выпиской из «Плана мероприятий по защите персонала в случае аварий на атомной электрической станции».

При радиационной аварии:

- немедленно прекратить работу;
- внимательно выслушать информацию о размерах и локализации аварии;
- выполнить меры общей и технологической безопасности;
- выйти из помещения, закрыв за собой двери;
- по кратчайшему маршруту, минуя зону аварии, покинуть опасную зону.

В случае невозможности обхода аварийной зоны необходимо закрыть все двери в коридорах, ведущих к ней, сообщить об этом СИЭРО (НСРЦ) и по его разрешению покинуть ЗКД через аварийный выход. При следовании через аварийный выход в ЗКД оставить все, кроме основной спецодежды и личных вещей, и предпринять все возможные меры к предотвращению загрязнения территории АЭС при переходе в санпропускник. Двери аварийного выхода за собой закрыть. Входить в санпропускник через его аварийный выход.

## 8 Автоматическое регулирование уровня воды в предвключенном парогенераторе

Целью данного раздела является разработка структурной и функциональной схем для предвключенного парогенератора, а также выбор требуемого оборудования и составление заказной спецификации.

Регулирование питания в каждом из парогенераторов сводится к поддержанию материального баланса между отводом пара, количеством продувочной воды, а также подачей питательной воды. Параметром, характеризующим материальный баланс, является уровень воды в ПГ.

Превышение номинального уровня воды приводит к затоплению и нарушению работы сепараторов, что может привести к увеличению влажности пара на выходе из ПГ. Снижение уровня может привести к повреждению поверхностей нагрева, поэтому к АСР уровня в парогенераторе предъявляются жесткие требования. Для предвключенного парогенератора номинальный уровень воды равен 2000 мм от внутренней образующей корпуса. При этом максимально допустимое отклонение в установившихся режимах работы составляет  $\pm 50$  мм от номинального, в динамических -  $\pm 150$  мм номинального уровня [15].

Возмущающими воздействиями на уровень являются:

- изменение нагрузки (изменение расхода пара);
- изменение температуры питательной воды;
- изменение расхода питательной воды;
- изменение расхода продувочной воды;
- изменение средней температуры первого контура и отключение главных циркуляционных насосов (изменение теплоотвода со стороны первого контура).

При возмущении расходом пара или отключении ГЦН проявляется явно выраженное "набухание" уровня, т.е. изменение его в начальные моменты времени в сторону, не соответствующую знаку возмущающего воздействия. Явление "набухания" можно объяснить так. При изменении расхода пара, например

					ФЮРА.693410.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата.		93



увеличении, давление в ПГ уменьшается, происходит дополнительное вскипание воды, увеличение уровня. В дальнейшем уровень начинает падать, поскольку расход пара увеличился, а расход питательной воды остался прежним. При отключении ГЦН теплоподвод в ПГ резко уменьшается, интенсивность кипения и объем пузырьков пара уменьшаются, что приводит к снижению уровня. Однако уменьшение парообразования приводит к снижению давления и некоторому увеличению парообразования. Тем не менее, первый фактор более существенный. В дальнейшем уровень увеличивается, поскольку расход питательной воды остался неизменным.

Рассмотренные динамические свойства ПГ являются крайне неблагоприятными с точки зрения стабилизации уровня воды. Этим объясняется тот факт, что для автоматического регулирования уровня не пригодны обычные одноконтурные системы регулирования.

Наилучшее качество регулирования дает трех - импульсная АСР уровня в парогенераторе [15]. Принципиальная схема АСР приведена на рисунке 8.1.

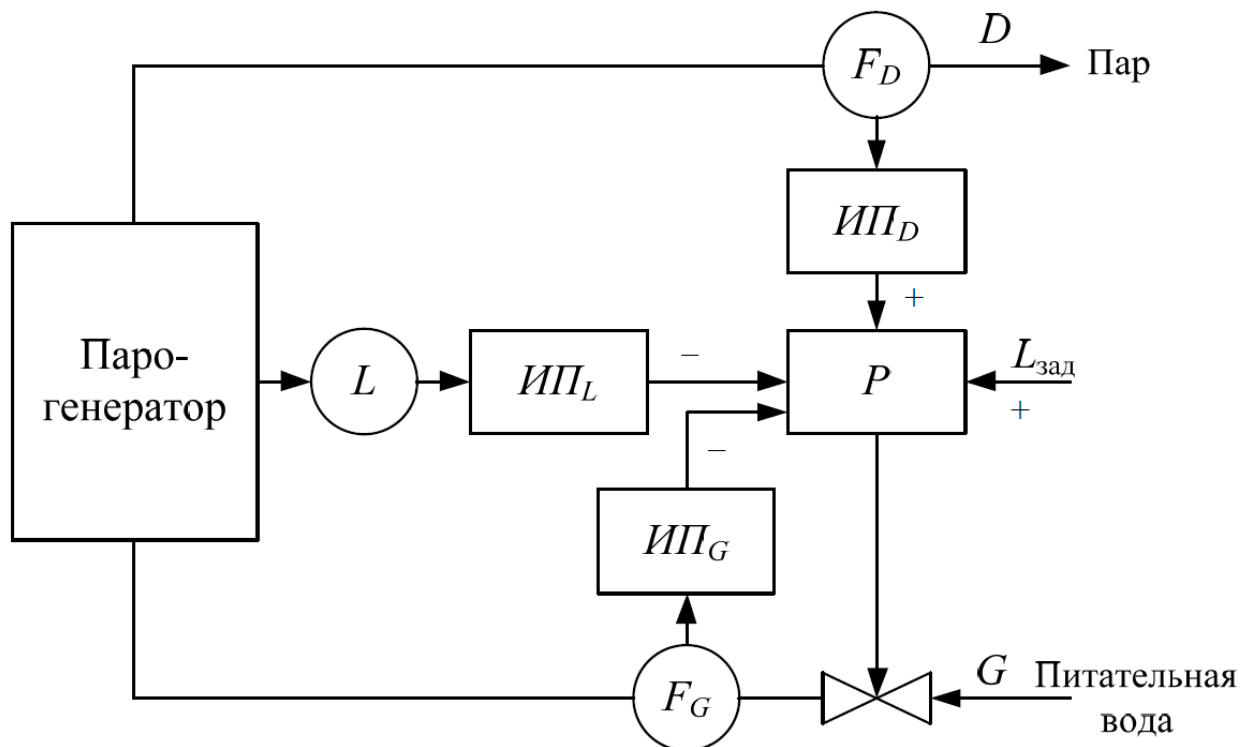


Рисунок 8.1 – Принципиальная схема АСР уровня в парогенераторе

Обозначения на рисунке 8.1:

$L$  – первичный преобразователь уровня;  $F_D$  – первичный преобразователь расхода пара;  $F_G$  – первичный преобразователь расхода питательной воды;  $ИП_L$  – измерительный преобразователь уровня;  $ИП_D$  – измерительный преобразователь расхода пара;  $ИП_G$  – измерительный преобразователь расхода питательной воды;  $P$  – регулятор;  $L_{зад}$  – задания значения уровня.

Принцип работы АСР следующий. Сигналы по расходу пара и питательной воды вводятся в регулятор с противоположными знаками. В установившемся состоянии эти сигналы равны, противоположны по знаку и, следовательно, компенсируют друг друга.

Сигнал по уровню воды в ПГ компенсируется сигналом задания. При изменении расхода пара мгновенно изменяется соответствующий сигнал на входе в регулятор и последний пропорционально изменяет расход питательной воды, не дожидаясь изменения уровня.

В регуляторе используется пропорционально-интегральный закон регулирования, однако вследствие ввода в регулятор практически безынерционной отрицательной обратной связи по расходу питательной воды в нем реализуется пропорциональный закон регулирования (аналогия жесткой обратной связи по положению регулирующего органа). Статическая неравномерность пропорционального регулятора устраняется корректирующим сигналом по расходу пара.

## 8.1 Составление заказной спецификации на средства контроля и регулирования

В качестве первичных преобразователей температуры выбираем термопреобразователи сопротивления (ТПС) производство ПГ «Метран». Данные ТПС предназначены для измерения температуры жидких, газообразных сред (в т.ч. агрессивных, которые не разрушают защитную арматуру изделия) и твердых тел в различных отраслях промышленности. Так как питательная вода имеет температуру 225°C, тогда тип ТПС – ТСП-0193 с верхним пределом измере-

					ФЮРА.693410.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата.		95

ний в 500°C. Защитные чехлы ТПС рассчитаны на рабочее давление, не превышающие 6,4 МПа [16]. В трубопроводах питательной воды рабочее давление составляет около 9 МПа. Поэтому ТПС устанавливаем в защитные гильзы с условным давлением 25 МПа.

Для преобразования сигналов от термопреобразователей сопротивления в унифицированные сигналы постоянного тока 4...20 мА выбираем преобразователь измерительный нормирующий серии Ш-9321 с кодом для заказа 11. Верхний предел измеряемой температуры 300°C.

В качестве преобразователя давления выбираем преобразователь типа Метран - 43 - ДИ, который обеспечивает непрерывное преобразование значение избыточного давления. Метран - 43 - ДИ предназначен для преобразования давления рабочих сред: жидкостей, газа и пара. Предел основной допускаемой погрешности  $\pm 0,5\%$ , выходной сигнал 4...20 мА. Для обеспечения получения линейной зависимости между измеряемым параметром и выходным унифицированным токовым сигналом выбираем блок питания БПС-24 П. Напряжение питания 220 В.

В качестве первичных измерительных преобразователей расхода используют стандартные сужающие устройства. Сужающие устройства (СУ) предназначены для создания перепада давления, по величине которого определяют расход различных рабочих сред.

К стандартным сужающим устройствам относятся диафрагмы, сопла и трубы Вентури, которые устанавливают на трубопроводах диаметром 50...1000 мм при избыточном давлении измеряемой среды, не превышающем 40 МПа. [16]. Сопла обеспечивают более высокую точность измерения при давлении 10 МПа, следовательно, в качестве первичных измерительных преобразователей расхода выбираем сопла, а именно сопло камерное сварное СКС-100-200, условное давление которого 10 МПа.

Для ликвидации гидростатической погрешности, обеспечения равенства плотности жидкости и защиты упругих чувствительных элементов промежуточных преобразователей от механических и химических воздействий измеряе-

мой среды между СУ и промежуточными преобразователями в непосредственной близости к СУ монтируют различные специальные сосуды. При измерении расхода пара применяют конденсационные сосуды, горячей воды с температурой более 120°C – уравнильные сосуды. Выбор соответствующего сосуда производится по условному давлению  $p_y$ , на которое он рассчитан. Поэтому, для измерения расхода пара выбираем сосуд уравнильный конденсационный СК-10-03-Б, условное давление которого 10 МПа, а для измерения расхода воды сосуд уравнильный СУ-25-Б с условным давлением 25 МПа.

Промежуточные преобразователи расхода предназначены для преобразования перепада давления в электрический сигнал. В качестве промежуточных измерительных преобразователей расхода выбираем преобразователь разности давлений типа Метран – 43Ф – Вн – ДД – 3494. Его технические характеристики следующие: предел основной допускаемой погрешности  $\pm 0,5\%$ , выходной сигнал 4...20 мА, предельно допускаемое рабочее давление 16 МПа.

Для обеспечения линеаризации статической характеристики преобразователя, выбираем блок питания с корнеизвлекающей характеристикой БПС-24, выходной сигнал которого 4...20 мА.

Для измерения уровня воды в ПГ выбираем следующие средства контроля. В качестве первичного преобразователя выбираем сосуд уравнильный 55570-02-А. Промежуточный преобразователь типа Метран-43Ф-ДГ-3595-01: преобразователь гидростатического давления, аналоговый, предел допускаемой основной погрешности  $\pm 0,5\%$ , допускаемое рабочее давление 10 МПа, выходной сигнал 4...20 мА. А также, блок питания с линейной характеристикой БПС-24П, 1-УХЛ 3, выходной сигнал 4...20 мА.

Для измерения давления в линии питательной воды ПГ выбираем манометр МПЗ-У-10-1,5, диапазон показаний которого 0...10 МПа, а класс точности 1,5.

Исполнительные механизмы (ИМ) являются приводной частью регулирующего органа (в нашем случае задвижки) и предназначены для его перемещения. В качестве ИМ на линии питательной и продувочной воды ПГ выбира-

ем механизм электроисполнительный в составе с реостатным блоком сигнализации положения выходного вала МЭО – 4000/63-0,25У-99. Расшифровка его названия говорит о том, что номинальное значение момента на выходном валу составляет 4000 Н·м, а номинальное значение времени полного хода и номинальное значение полного хода 63 с и 0,25 оборотов соответственно.

В качестве устройств оперативного управления ИМ выбираем пускатель бесконтактный реверсивный ПБР-3А и блок ручного управления БРУ-22.

В качестве системы контроля и управления используем РС-совместимый контроллер КРОСС-500. Программное обеспечение контроллера позволяет пользователю:

- выполнять широкий круг алгоритмических задач: алгебраических и тригонометрических функций, статических и динамических преобразований, регулирования, программно-логического управления, защиты, учета, регистрации и архивации данных и т. п.;
- обеспечить возможность контроля, управления и тестирования каналов ввода и вывода в автономном режиме и с помощью компьютера, при этом обеспечивается возможность переноса, тиражирования программ;
- достичь снижения затрат на разработку и отладку программ пользователя за счет простоты и удобства программирования, их переноса и документирования, независимости от способов построения и работы устройств ввода/вывода.

Программно-аппаратные средства контроллера направлены на выполнение требований, возникающих при построении АСУ ТП. В первую очередь это возможность обмена данными в реальном масштабе времени через интерфейс Ethernet. Такой обмен, наряду с использованием технологических, процедурных языков программирования по стандарту МЭК 61131-3 (языки LD, IL, ST, FBD, SFC) в системе ISaGRAF и операционной системы реального времени OS-9, обеспечивают контроллеру развитые системообразующие качества.

Высокая надежность контроллера обеспечивается рядом факторов, среди которых использование стандартов на аппаратное и программное обеспечение, снижение числа межмодульных контактных соединений за счет использования последовательной внутренней SPI-шины (четыре сигнальных провода), наличие сторожевого таймера (устройство, определяющее момент зависания процессора контроллера и выполняющее его автоматическую перезагрузку) и непрерывной внутримодульной диагностики, гальваническая изоляция выходов модулей, а также возможность «горячей» замены (замена модулей контроллера без его выключения) и резервирования модулей устройства связи с объектом (УСО) [16].

## Заключение

В ходе выполнения дипломного проекта установлено, что повышение начальной температуры и температуры промежуточного перегрева пара в энергоблоке АЭС с ВВЭР за счет использования предвключенного парогенератора может обеспечить достаточно высокое повышение тепловой экономичности.

На основе расчетов тепловой схемы энергоблока с различной структурой системы повышения параметров определен наиболее эффективный по тепловой экономичности вариант. В этом варианте пар, генерируемый в ППГ, поступает в первичный перегреватель и на вторую ступень СПП, а его конденсат подается в линию питательной воды. Относительный прирост КПД установки данной схемы, по сравнению с базовой, работающей на номинальных параметрах, составляет  $\Delta\eta_{\text{ты}}^3 = 13,5\%$ .

В результате конструкторского расчета предвключенного парогенератора найдены число аппаратов (четыре) и размеры трубной системы ППГ. Проведен расчет деталей ППГ на прочность, в котором определены необходимые размеры стенок деталей.

Проведена оценка габаритов и расположения предвключенного парогенератора и первичного перегревателя, что отражено на компоновочных чертежах.

Поверочный расчет основного парогенератора показал, что, несмотря на снижение температуры теплоносителя на входе, он может вырабатывать пар требуемых параметров при заданном номинальном расходе свежего пара.

Разработана автоматизированная система регулирования уровня в предвключенном парогенераторе.

Проведен анализ вредных и опасных производственных факторов при эксплуатации энергоблока АЭС с ВВЭР с использованием предвключенного парогенератора.

На основании технико-экономического расчета определено, что проект внедрения четырёх предвключенных парогенераторов является рентабельным,

					ФЮРА.693410.001 ПЗ	Лист
						100
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата.		

с достаточно низким сроком окупаемости, который составляет 10 лет. Годовой сравнительный экономический эффект при реализации проекта  $\mathcal{E} = 43,67 \cdot 10^6$  руб.



## Список используемых источников

1. Ильченко А.Г. Эффективность применения дополнительного перегрева пара на АЭС с реакторами ВВЭР при использовании предвключённых парогенераторов / Вестник ИГЭУ. – Вып.3. – 2003.–с.3–7.
2. Филиал ОАО «Концерн Росэнергоатом» «РОСТОВСКАЯ АТОМНАЯ СТАНЦИЯ»: инструкция по эксплуатации «Турбина К-1000-60/1500-2» ИЭ.2.SA.25.01, 2012г.–191с.
3. Калугин Б.Ф. Турбомашины: учебное пособие – Томск: Изд. ТПУ, 1991. –94 с.
4. Антонова А.М. тепловые и атомные электрические станции. Проектирование тепловых схем: учебное пособие / А.М. Антонова, А.В. Воробьев; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2012. – 256 с.
5. Рассохин Н.Г. Парогенераторные установки атомных электростанций: Учебник для вузов – 4-е изд., перераб. и доп.–М.: Екатеринбург АТП 2015.– 384с.:ил.
6. Гусев Б.Д., Калинин Р.И., Благовещенский А.Я. Гидродинамические аспекты надежности современных энергетических установок. – Л.: Энергоатомиздат, 1989 г.–214 с.:ил.
7. Зорин В.М. Атомные электростанции: учебное пособие / В.М. Зорин. – М.:Издательский дом МЭИ, 2012. – 672 с.: ил.
8. СанПин 2.6.1.2523-09. Нормы радиационной безопасности. Санитарные правила и нормы. – М.: Минюст РФ, 2009. – 66 с.
9. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. Санитарные правила и нормы. –Минздрав России, 1997.
10. СНиП 23-05-95. Естественное и искусственное освещение. – М.: Минстрой РФ, 1995.

11. СанПиН 2.2.2.4.1340-03. Гигиенические требования к персональным электронно-вычислительным машинам и организации работы. Минздрав России, 2003.

12. СП 41-103-2000. Проектирование тепловой изоляции оборудования и трубопроводов.

13. ГОСТ 12.1.038-82. Система стандартов безопасности труда. Электробезопасность. Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов.

14. СП 12.13130.2009. Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности.

15. Атрошенко Ю.К. Автоматизированные системы управления АЭС: учебное пособие / Ю.К. Атрошенко, Е.В. Иванова; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – 81 с.

16. Волошенко А. В. Проектирование функциональных схем систем автоматического контроля и регулирования: учебное пособие/ А. В. Волошенко, Д. Б. Горбунов – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. –109 с.

17. Маргулова Т.Х. Атомные электрические станции: Учебник для вузов.–4-е изд., перераб. и доп.–М.:Высш.шк., 1984.–304 с., ил.

18. Калафати Д.Д. Термодинамические циклы атомных электростанций. М.-Л., Госэнергоиздат, 1963.–280 с.: ил.

19. Ганчев Б.Г. Ядерные энергетические установки: Учеб. пособие для вузов/ Б.Г. Ганчев, Л.Л. Калишевский, Р.С. Демешев и др.; Под общ. ред. Н.А. Доллежала.–2-е изд., перераб. и доп. –М.: Энергоатомиздат, 1990. – 629 с.:ил.

20. Канаев А.А. Термодинамические циклы, схемы и энергооборудование АЭС / А.А. Канаев, Е.Ф. Ратников, И.З. Копп. – М.: Атомиздат, 1976.–319 с.:ил.

Приложение А  
(обязательное)

Конструкторский расчет предвключенного парогенератора

Задача расчета: спроектировать парогенератор насыщенного пара коллекторного типа с U-образными трубками на заданные параметры, которые представлены в разделе 4.

А.1. Тепловой расчет предвключенного парогенератора

Тепловой расчёт проведён согласно методике, представленной в [5].

А.1.1. Расчет и построение тепловой диаграммы

Задачи расчета: определить тепловую мощность парогенератора и построить  $t$ – $Q$  диаграмму.

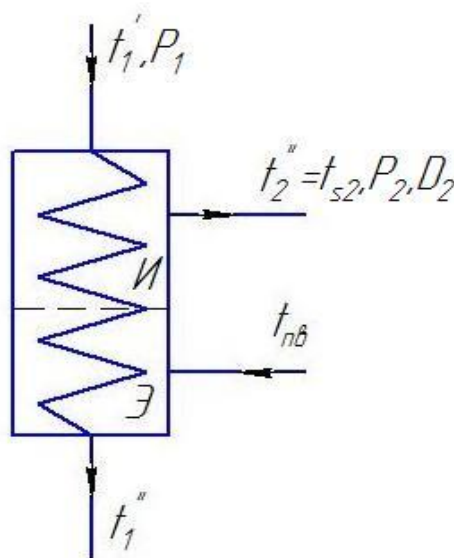


Рисунок А.1 – Принципиальная тепловая схема ПГ

Исходные данные для расчета

Параметры теплоносителя:

- давление теплоносителя  $p_1 = 15,7$  МПа;
- температура теплоносителя на входе  $t'_1 = 322$  °С;
- расход теплоносителя  $G = 4187$  кг/с.

Параметры пара:

- давление пара  $p_2 = 10$  МПа;
- расход пара:

$$D_2 = G_{\text{пгг}} / 4 = 291,9 / 4 = 73 \text{ кг/с.} \quad (\text{A.1})$$

Параметры питательной воды:

- температура питательной воды  $t_{\text{пв}} = 239$  °С.

По давлению  $p_2 = 10$  МПа определяем параметры насыщения:

$$t_s = f(p_2) = 311^\circ\text{С}; \quad (\text{A.2})$$

$$h'_2 = f(p_2) = 1408 \text{ кДж/кг.} \quad (\text{A.3})$$

$$r = f(p_2) = 1318 \text{ кДж/кг.} \quad (\text{A.4})$$

По давлению  $p_{\text{пв}} = 8,23$  МПа и  $t_{\text{пв}} = 239$  °С определяем энтальпию питательной воды:

$$h_{\text{пв}} = f(p_{\text{пв}}; t_{\text{пв}}) = 1034 \text{ кДж/кг.} \quad (\text{A.5})$$

По давлению  $p_1 = 15,7$  МПа и  $t'_1 = 322$  °С определяем энтальпию теплоносителя на входе:

$$h'_1 = f(p_1; t'_1) = 1465 \text{ кДж/кг.} \quad (\text{A.6})$$

Уравнение теплового баланса для парогенератора:

$$Q_{\text{пг}} = G \cdot (h'_1 - h''_1) \cdot \eta_{\text{пг}} = (D_2 + D_{\text{пр}}) \cdot (h'_2 - h_{\text{пв}}) + D_2 \cdot r, \quad (\text{A.7})$$

где  $\eta_{\text{пг}} = 0,98$  – КПД парогенератор;

$D_{\text{пр}}$  – расход продувочной воды.

$$D_{\text{пр}} = \alpha_{\text{пр}} \cdot D_2 = 0,005 \cdot 73 = 0,365 \text{ кг/с.} \quad (\text{A.8})$$

Из уравнения (A.7) определим тепловую мощность ПГ, используя данные по рабочему телу:

$$Q_{\text{пг}} = (73 + 0,365) \cdot (1408 - 1034) + 73 \cdot 1318 = 123,6 \cdot 10^3 \text{ кВт.}$$

Выразим из уравнения (А.7) энтальпию теплоносителя на выходе  $h''_1$  :

$$h''_1 = h'_1 - \frac{Q_{\text{ПГ}}}{G \cdot \eta_{\text{ПГ}}} = 1465 - \frac{123,6 \cdot 10^3}{4187 \cdot 0,98} = 1435 \text{ кДж/кг.} \quad (\text{А.9})$$

По давлению  $p_1 = 15,7 \text{ МПа}$  и энтальпии  $h''_1 = 1435 \text{ кДж/кг}$  определяем температуру теплоносителя на выходе  $t''_1$  :

$$t''_1 = f(p_1; h''_1) = 317^\circ\text{C.} \quad (\text{А.10})$$

Температура воды на входе экономайзерного участка  $t_{\text{ц}}$  может быть определена при решении уравнения баланса теплоты при смешении двух потоков (питательная вода и вода контура естественной циркуляции):

$$D_{\text{ц}} \cdot h_{\text{ц}} = D_{\text{пв}} \cdot h_{\text{пв}} + (D_{\text{ц}} - D_2) \cdot h'_2, \quad (\text{А.11})$$

где  $D_{\text{ц}} = D_2 \cdot \kappa_{\text{ц}} = 73 \cdot 6 = 438$  – расход воды в опускном участке контура естественной циркуляции, кг/с;

$D_{\text{пв}} = D_2 + D_{\text{пр}} = 73 + 0,365 = 73,365$  – расход питательной воды, кг/с;

$h_{\text{ц}}$  – энтальпия воды на входе в экономайзерный участок, кДж/кг.

Из уравнения (А.11) выразим  $h_{\text{ц}}$  :

$$h_{\text{ц}} = \frac{D_{\text{пв}} \cdot h_{\text{пв}} + (D_{\text{ц}} - D_2) \cdot h'_2}{D_{\text{ц}}} = \frac{73,365 \cdot 1034 + (438 - 73) \cdot 1408}{438} = 1347 \text{ кДж/кг.} \quad (\text{А.12})$$

По давлению  $p_2 = 10 \text{ МПа}$  и энтальпии  $h_{\text{ц}} = 1347 \text{ кДж/кг}$  определяем температуру  $t_{\text{ц}}$  :

$$t_{\text{ц}} = f(p_2; h_{\text{ц}}) = 300,7^\circ\text{C} \quad (\text{А.13})$$

Тепловая мощность экономайзерной части ПГ:

$$Q_3 = D_{\text{пв}} \cdot (h'_2 - h_{\text{пв}}) = 73,365 \cdot (1408 - 1034) = 27,4 \cdot 10^3 \text{ кВт.} \quad (\text{А.14})$$

Тепловая мощность испарительной части ПГ:

$$Q_{\text{и}} = D_2 \cdot r = 73 \cdot 1318 = 96,2 \cdot 10^3 \text{ кВт.} \quad (\text{А.15})$$

Температура теплоносителя на выходе из испарительной части ПГ:

$$t''_{\text{и}} = \frac{Q_3}{G \cdot \bar{C}_p} + t''_1 = \frac{27,4 \cdot 10^3}{4187 \cdot 6,11} + 317 = 318,1^\circ\text{C,} \quad (\text{А.16})$$

где  $\bar{C}_p = 6,11$  – средняя изобарная теплоемкость ТН на экономайзерном участке, кДж/кг·°С.

Минимальный температурный напор на выходе из испарителя:

$$\Delta t_{\text{и}}^{\text{min}} = t''_{\text{и}} - t_s = 318,1 - 311 = 7,1^\circ\text{C}. \quad (\text{A.17})$$

Используя полученные данные, построим  $t$ - $Q$  диаграмму для рассчитываемого парогенератора в масштабе с подписями характерных температур.

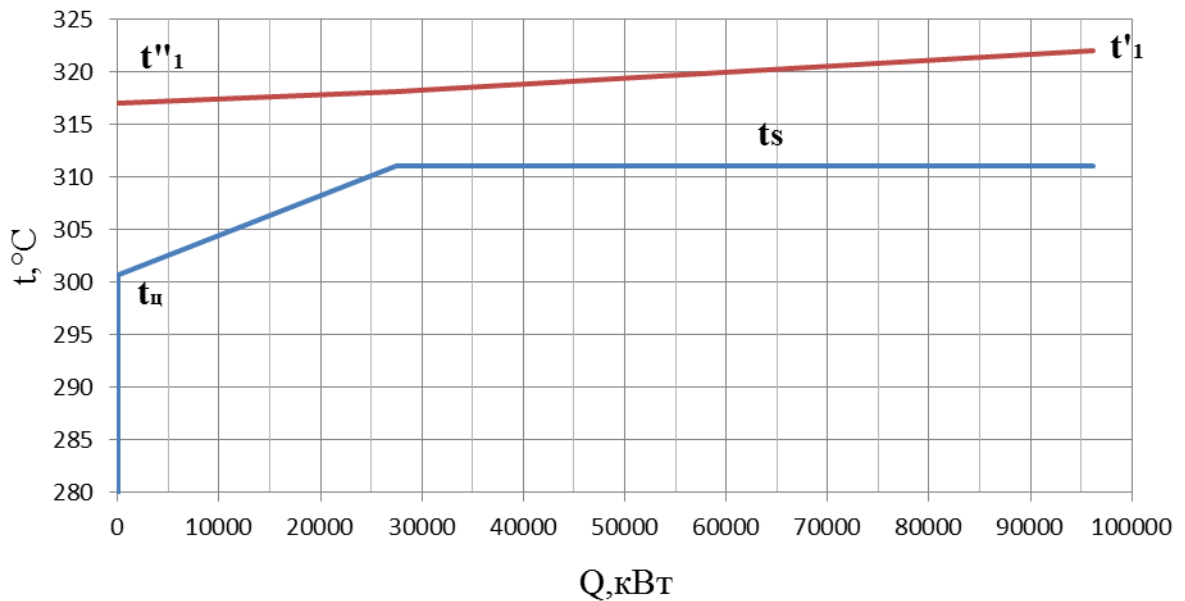


Рисунок А.2 –  $t$ - $Q$  диаграмма

#### А.1.2. Тепловой расчет поверхностей нагрева

В задачу данного расчета входит определение необходимой площади теплопередающей поверхности экономайзерного и испарительного участков.

Исходные данные для расчета:

- наружный диаметр трубы теплопередающей поверхности  $d_n = 16$  мм;
- толщина стенки трубы  $\delta = 1,5$  мм.

Внутренний диаметр труб:

$$d_b = d_n - 2 \cdot \delta = 16 - 2 \cdot 1,5 = 13 \text{ мм}. \quad (\text{A.18})$$

Площадь живого сечения трубы:

$$f_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,013^2}{4} = 1,327 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (\text{A.19})$$

Определим число труб теплопередающей поверхности:

$$n_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot G}{\bar{\rho}_{\text{тн}} \cdot \bar{\omega}_1 \cdot \pi \cdot d_{\text{в}}^2}, \quad (\text{A.20})$$

где  $\bar{\omega}_1$  – средняя скорость теплоносителя в трубах;

$\bar{\rho}_{\text{тн}}$  – средняя плотность теплоносителя.

Согласно рекомендациям [5], принимаем среднюю скорость теплоносителя в трубах  $\bar{\omega}_1 = 6 \text{ м/с}$ .

Средняя плотность теплоносителя:

$$\bar{\rho}_{\text{тн}} = \frac{\rho_{\text{тн}}^{\text{вх}} + \rho_{\text{тн}}^{\text{вых}}}{2}, \quad (\text{A.21})$$

где  $\rho_{\text{тн}}^{\text{вх}} = f(p_1; t'_1) = 675,4$  – плотность теплоносителя на входе,  $\text{кг/м}^3$ ;

$\rho_{\text{тн}}^{\text{вых}} = f(p_1; t''_1) = 688,5$  – плотность теплоносителя на выходе,  $\text{кг/м}^3$ ;

$$\bar{\rho}_{\text{тн}} = \frac{675,4 + 688,5}{2} = 682 \text{ кг/м}^3.$$

Тогда число труб:

$$n_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot 4187}{682 \cdot 6 \cdot \pi \cdot 0,013^2} = 7710.$$

А.1.2.1. Расчет площади теплопередающей поверхности испарительного участка

Исходные данные:

- тепловая мощность испарителя  $Q_{\text{и}} = 96,2 \cdot 10^3 \text{ кВт}$ ;
- температура теплоносителя на входе в испаритель  $t'_{\text{и}} = 322^\circ\text{C}$ ;
- температура теплоносителя на выходе из испарителя  $t''_{\text{и}} = 318,1^\circ\text{C}$ ;
- температура рабочего тела на входе и выходе испарителя  $t'_{2\text{и}} = t''_{2\text{и}} = t_{\text{с}} = 311^\circ\text{C}$ .

Площадь теплопередающей поверхности испарительного участка рассчитывается по формуле:

$$S_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{и}}}{\overline{k_{\text{и}}} \cdot \Delta t_{\text{и}}}, \quad (\text{A.22})$$

где  $\overline{k_{\text{и}}}$  – средний коэффициент теплопередачи на испарительном участке, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\overline{\Delta t_{\text{и}}}$  – средний температурный напор на испарительном участке, °С.

Средний температурный напор на испарительном участке рассчитывается по формуле:

$$\overline{\Delta t_{\text{и}}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \cdot \lg \left( \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \right)}, \quad (\text{A.23})$$

где  $\Delta t_{\text{б}}$  – больший температурный напор на участке, °С;

$\Delta t_{\text{м}}$  – меньший температурный напор на участке, °С.

$$\Delta t_{\text{б}} = t'_{1\text{и}} - t''_{2\text{и}} = 322 - 311 = 11^\circ\text{C}. \quad (\text{A.24})$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t''_{1\text{и}} - t'_{2\text{и}} = 318,1 - 311 = 7,1^\circ\text{C} \quad (\text{A.25})$$

$$\overline{\Delta t_{\text{и}}} = \frac{11 - 7,1}{2,3 \cdot \lg \left( \frac{11}{7,1} \right)} = 8,9^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле:

$$k = [1 / \alpha_1 + \delta / \lambda_{\text{СТ}} + 2R_{\text{ок}} + 1 / \alpha_2]^{-1}, \quad (\text{A.26})$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$R_{\text{ок}} = 2 \cdot 10^{-5}$  – термическое сопротивление окислов, (м<sup>2</sup>·К)/Вт;

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочему телу, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\lambda_{\text{СТ}}$  – коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К);

Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы:

$$\alpha_1 = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{в}}} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot C_t \cdot C_1, \quad (\text{A.27})$$



где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К);

Re – критерий Рейнольдса;

Pr – число Прандтля;

$C_t = C_l = 1$  – поправочные коэффициенты.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочему телу:

$$\alpha_2 = \frac{10,45}{3,3 - 0,0113 \cdot (T_s - 373)} \cdot q^{0,7}, \quad (\text{A.28})$$

где  $q$  – удельный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>;

$T_s$  – температура насыщения, К.

Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы зависит от температуры теплоносителя, т.е. будет переменным по длине труб теплопередающей поверхности.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочему телу зависит от удельного теплового потока, который изменяется по длине труб теплопередающей поверхности.

Согласно рекомендациям [5], в этом случае коэффициенты теплопередачи рассчитываются на входном и выходном участках испарителя (по теплоносителю) и должны различаться не более чем на 25 %.

Скорость теплоносителя на входе и выходе трубки:

$$\omega_{\text{лвх}} = \frac{G}{\rho_{\text{тн}}^{\text{вх}} \cdot n_{\text{тр}} \cdot f_{\text{тр}}} = \frac{4187}{675,4 \cdot 7710 \cdot 1,327 \cdot 10^{-4}} = 6,06 \text{ м/с}; \quad (\text{A.29})$$

$$\omega_{\text{лвых}} = \frac{G}{\rho_{\text{тн}}^{\text{вых}} \cdot n_{\text{тр}} \cdot f_{\text{тр}}} = \frac{4187}{685,7 \cdot 7710 \cdot 1,327 \cdot 10^{-4}} = 5,97 \text{ м/с}. \quad (\text{A.30})$$

Теплофизические свойства теплоносителя на входе и выходе трубки определяются по давлению  $p_1$  и соответствующей температуре.

Критерий Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{\omega_1 \cdot d_{\text{в}}}{\nu_1}, \quad (\text{A.31})$$

где  $\nu_1$  – кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с.

$$Re_{\text{BX}} = \frac{\omega_{\text{IВX}} \cdot d_{\text{в}}}{v_{\text{IВX}}} = \frac{6,06 \cdot 0,013}{1,18 \cdot 10^{-7}} = 6,67 \cdot 10^5.$$

$$Re_{\text{ВЫХ}} = \frac{\omega_{\text{IВЫХ}} \cdot d_{\text{в}}}{v_{\text{IВЫХ}}} = \frac{5,97 \cdot 0,013}{1,186 \cdot 10^{-7}} = 6,54 \cdot 10^5.$$

Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы на входном и выходном участке рассчитаем по формуле (А.27):

$$\alpha_{\text{IВX}} = 0,021 \cdot \frac{0,5147}{0,013} \cdot (6,67 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 0,9644^{0,43} \cdot 1 \cdot 1 = 37373 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$\alpha_{\text{IВЫХ}} = 0,021 \cdot \frac{0,5236}{0,013} \cdot (6,54 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 0,9385^{0,43} \cdot 1 \cdot 1 = 36974 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочему телу рассчитываем по формуле (А.28).

Это уравнение решают методом последовательных итераций: ориентировочно задаются значением  $q = q'$ , рассчитывают значение  $\alpha'_2$ ,  $k'_2$ , затем определяют  $q'' = k' \cdot \Delta t$ . Если выполняется условие  $0,95 \leq q' / q'' \leq 1,05$ , то расчет заканчивается. Если условие не выполняется, то расчет продолжается и в качестве нового значения  $q$  принимается  $q''$ . Для первой итерации величина  $q'$  может быть принята равной:

$$q' = (0,7 \div 0,8) \cdot \Delta t \cdot \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} + 2R_{\text{ок}} \right)^{-1}, \quad (\text{А.32})$$

$\Delta t$  – температурный напор в соответствующем сечении испарителя,  $^{\circ}\text{C}$ .

Температуры стенки во входном и выходном сечении испарительного участка можно принять равными:

$$t_{\text{ст}}^{\text{ВX}} = t_{\text{с}} + 0,3 \cdot (t'_{\text{ли}} - t_{\text{с}}) = 311 + 0,3 \cdot (322 - 311) = 314,3^{\circ}\text{C}; \quad (\text{А.33})$$

$$t_{\text{ст}}^{\text{ВЫХ}} = t_{\text{с}} + 0,3 \cdot (t''_{\text{ли}} - t_{\text{с}}) = 311 + 0,3 \cdot (318,1 - 311) = 313,1^{\circ}\text{C}. \quad (\text{А.34})$$

Этим температурам соответствуют следующие коэффициенты теплопроводности стенки:

$$\lambda_{\text{ст}}^{\text{ВX}} = 19,17 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\lambda_{\text{ст}}^{\text{ВЫХ}} = 19,14 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Температурный напор на входе и выходе испарительного участка:

$$\Delta t_{\text{ВХ}} = t'_{1\text{и}} - t''_{2\text{и}} = 322 - 311 = 11^\circ\text{C}; \quad (\text{A.35})$$

$$\Delta t_{\text{ВЫХ}} = t''_{1\text{и}} - t'_{2\text{и}} = 318,1 - 311 = 7,1^\circ\text{C}. \quad (\text{A.36})$$

Коэффициент теплопередачи на входном участке испарителя:

$$q' = 0,7 \cdot 11 \cdot \left( \frac{1}{33373} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{19,17} + 2 \cdot 2 \cdot 10^{-5} \right)^{-1} = 53101 \text{ Вт};$$

$$\alpha'_{2\text{ВХ}} = \frac{10,45}{3,3 - 0,0113 \cdot (311 + 273,15 - 373)} \cdot (53,10 \cdot 10^3)^{0,7} = 23214 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$k'_{\text{ВХ}} = \left[ \frac{1}{33373} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{19,17} + 2 \cdot 2 \cdot 10^{-5} + \frac{1}{23214} \right]^{-1} = 5317 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$q'' = k'_{\text{ВХ}} \cdot \Delta t_{\text{ВХ}} = 5317 \cdot 11 = 58485 \text{ Вт} / \text{м}^2, \text{ так как } \frac{q'}{q''} = 0,908, \text{ следовательно}$$

проведем вторую итерацию, примем  $q' = q'' = 58485 \text{ Вт} / \text{м}^2$ :

$$\alpha'_{2\text{ВХ}} = 24837 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$k'_{\text{ВХ}} = 5398 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$q'' = 59373 \text{ Вт} / \text{м}^2, \text{ так как } \frac{q'}{q''} = 0,985, \text{ следовательно заканчиваем расчет}$$

и принимаем  $k_{\text{ВХ}} = 5398 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

Аналогично определим коэффициент теплопередачи на выходном участке испарителя:

$$q' = 0,7 \cdot 7,1 \cdot \left( \frac{1}{36974} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{19,14} + 2 \cdot 2 \cdot 10^{-5} \right)^{-1} = 34046 \text{ Вт};$$

$$\alpha'_{2\text{ВЫХ}} = \frac{10,45}{3,3 - 0,0113 \cdot (311 + 273,15 - 373)} \cdot (34,05 \cdot 10^3)^{0,7} = 17006 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$k'_{\text{ВЫХ}} = \left[ \frac{1}{36974} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{19,14} + 2 \cdot 2 \cdot 10^{-5} + \frac{1}{17006} \right]^{-1} = 4897 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$q'' = k'_{\text{ВЫХ}} \cdot \Delta t_{\text{ВЫХ}} = 4897 \cdot 7,1 = 34632 \text{ Вт / м}^2, \text{ так как } \frac{q'}{q''} = 0,983, \text{ следовательно}$$

но, следовательно заканчиваем расчет и принимаем  $k_{\text{ВЫХ}} = 4897 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ .

Коэффициенты  $k_{\text{ВХ}}$  и  $k_{\text{ВЫХ}}$  должны различаться не более чем на 25%, т.е.:

$$\frac{k_{\text{ВХ}} - k_{\text{ВЫХ}}}{k_{\text{ВХ}}} \cdot 100\% = \frac{5398 - 4897}{5398} \cdot 100\% = 9,3 \%. \quad (\text{A.37})$$

Определим средний коэффициент теплопередачи:

$$\bar{k}_{\text{и}} = \frac{k_{\text{ВХ}} + k_{\text{ВЫХ}}}{2} = \frac{5398 + 4897}{2} = 5147 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (\text{A.38})$$

Определим площадь теплопередающей поверхности испарительного участка по формуле (A.22):

$$S_{\text{и}} = \frac{96,2 \cdot 10^6}{5147 \cdot 8,9} = 2100 \text{ м}^2.$$

#### A.1.2.2. Расчет площади теплопередающей поверхности экономайзерного участка

Исходные данные:

- тепловая мощность испарителя  $Q_{\text{с}} = 27,4 \cdot 10^3 \text{ кВт}$ ;
- температура теплоносителя на входе  $t'_{1\text{э}} = t''_{1\text{и}} = 318,1^\circ\text{C}$ ;
- температура теплоносителя на выходе  $t''_{1\text{э}} = t''_1 = 317^\circ\text{C}$ ;
- температура рабочего тела на входе  $t'_{2\text{э}} = t_{\text{ц}} = 300,7^\circ\text{C}$ ;
- температура рабочего тела на выходе испарителя  $t''_{2\text{э}} = t_{\text{с}} = 311^\circ\text{C}$ .

Теплоотдача на экономайзерном участке считается для средних температур теплоносителя и рабочего тела.

Определим средние температуры:

$$\bar{t}_{1\text{э}} = \frac{t'_{1\text{э}} + t''_{1\text{э}}}{2} = \frac{318,1 + 317}{2} = 317,5^\circ\text{C}; \quad (\text{A.39})$$

$$\bar{t}_{2\text{э}} = \frac{t'_{2\text{э}} + t''_{2\text{э}}}{2} = \frac{300,7 + 311}{2} = 305,9^\circ\text{C}; \quad (\text{A.40})$$

$$\bar{t}_{\text{ст}} = \frac{\bar{t}_{1\text{э}} + \bar{t}_{2\text{э}}}{2} = \frac{317,5 + 305,9}{2} = 311,7 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (\text{A.41})$$

Температура стенки выше температуры насыщения ( $\bar{t}_{\text{ст}} > t_{\text{с}}$ ), тогда теплоотдача от стенки труб к рабочему телу происходит в условиях поверхностного кипения недогретой до температуры насыщения воды.

Алгоритм расчёта коэффициента теплопередачи для режима при поверхностном кипении недогретой до температуры насыщения воды в межтрубном пространстве ПГ, такой же как и в п А.1.2.1.

Площадь теплопередающей поверхности экономайзерного участка рассчитывается по формуле:

$$S_{\text{э}} = \frac{Q_{\text{э}}}{k_{\text{э}} \cdot \Delta t_{\text{э}}}, \quad (\text{A.42})$$

где  $\bar{k}_{\text{э}}$  – средний коэффициент теплопередачи на экономайзерном участке, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\Delta t_{\text{э}}$  – средний температурный напор на экономайзерном участке,  $^{\circ}\text{C}$ .

Средний температурный напор на испарительном участке рассчитывается по формуле:

$$\overline{\Delta t}_{\text{э}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \cdot \lg \left( \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \right)}. \quad (\text{A.43})$$

$$\Delta t_{\text{б}} = t''_{1\text{э}} - t'_{2\text{э}} = 317 - 300,7 = 16,3^{\circ}\text{C}. \quad (\text{A.44})$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t'_{1\text{э}} - t''_{2\text{э}} = 318,1 - 311 = 7,1^{\circ}\text{C}. \quad (\text{A.45})$$

$$\overline{\Delta t}_{\text{э}} = \frac{16,3 - 7,1}{2,3 \cdot \lg \left( \frac{16,3}{7,1} \right)} = 11,1 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы рассчитывается по формуле (А.27) по следующим параметрам:

- средняя плотность теплоносителя  $\bar{\rho}_{\text{тнэ}} = 687,2 \text{ кг/м}^3$ ;
- кинематическая вязкость теплоносителя  $\bar{\nu}_{1\text{э}} = 1,187 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$ ;

– число Прандтля  $\overline{Pr}_s = 0,9349$ ;

– коэффициент теплопроводности теплоносителя  $\overline{\lambda}_s = 0,525$  Вт/(м·К);

Средняя скорость теплоносителя по формуле (А.29):

$$\overline{w}_{1s} = \frac{G}{\overline{\rho}_{\text{тнэ}} \cdot n_{\text{тр}} \cdot f_{\text{тр}}} = \frac{4187}{687,2 \cdot 7710 \cdot 1,327 \cdot 10^{-4}} = 5,95 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса по формуле (А.31):

$$Re_{1s} = \frac{\overline{w}_{1s} \cdot d_b}{\overline{\nu}_{1s}} = \frac{5,95 \cdot 0,013}{1,187 \cdot 10^{-7}} = 6,52 \cdot 10^5.$$

Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы:

$$\alpha_{1s} = 0,021 \cdot \frac{0,5525}{0,013} \cdot (6,52 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 0,9349^{0,43} \cdot 1 \cdot 1 = 36922 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

Коэффициенты теплопроводности стенки определяем по средней температуре стенки:

$$\lambda_{\text{ст}}^s = 19,1 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочему телу рассчитываем по формуле (А.28).

Средний температурный напор экономайзерного участка:

$$\Delta \overline{t}_s = \overline{t}_{1s} - \overline{t}_{2s} = 317,5 - 305,9 = 11,6^\circ\text{C}; \quad (\text{А.46})$$

Коэффициент теплопередачи на экономайзерном участке:

$$\overline{q}' = 0,7 \cdot 11,6 \cdot \left( \frac{1}{36922} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{19,1} + 2 \cdot 2 \cdot 10^{-5} \right)^{-1} = 56177 \text{ Вт};$$

$$\overline{\alpha}'_{2s} = \frac{10,45}{3,3 - 0,0113 \cdot (311 + 273,15 - 373)} \cdot (56,18 \cdot 10^3)^{0,7} = 24147 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$\overline{k}'_s = \left[ \frac{1}{36922} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{19,1} + 2 \cdot 2 \cdot 10^{-5} + \frac{1}{24147} \right]^{-1} = 5347 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$\overline{q}'' = \overline{k}'_s \cdot \Delta \overline{t}_s = 5347 \cdot 11,6 = 62483 \text{ Вт / м}^2, \text{ так как } \frac{\overline{q}'}{\overline{q}''} = 0,9, \text{ следовательно}$$

проведем вторую итерацию, примем  $\overline{q}' = \overline{q}'' = 62483 \text{ Вт / м}^2$ :

$$\overline{\alpha}'_{2s} = 26014 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$\bar{k}'_3 = 5433 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\bar{q}'' = 63492 \text{ Вт} / \text{м}^2, \text{ так как } \frac{\bar{q}'}{\bar{q}''} = 0,984, \text{ следовательно заканчиваем расчет}$$

и принимаем  $k_3 = 5433 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Определим площадь теплопередающей поверхности экономайзерного участка по формуле (А.42):

$$S_3 = \frac{27,4 \cdot 10^6}{5433 \cdot 11,1} = 457 \text{ м}^2.$$

### А.1.2.3. Расчет площади теплопередающей поверхности всего ПГ

В процессе эксплуатации ПГ возможно образование отложений, образование течей в отдельных трубках и их заглушка. Поэтому фактическая площадь теплопередающей поверхности рассчитывается с некоторым запасом, который учитывается коэффициентом запаса. Значение коэффициента запаса принимается из интервала  $1,1 \div 1,25$ . Примем коэффициент запаса по теплопередающей поверхности  $k_3 = 1,1$ .

Расчетная площадь теплопередающей поверхности:

$$S_p = S_{\text{и}} + S_3 = 2100 + 457 = 2557 \text{ м}^2. \quad (\text{А.47})$$

Площадь теплопередающей поверхности ПГ:

$$S = S_p \cdot k_3 = 2557 \cdot 1,1 = 2812 \text{ м}^2. \quad (\text{А.48})$$

Длина труб теплопередающей поверхности ПГ:

$$L = \frac{S}{\pi \cdot d_{\text{ср}}} = \frac{2812}{\pi \cdot 14,5 \cdot 10^{-3}} = 61,74 \cdot 10^3 \text{ м}. \quad (\text{А.49})$$

Длина одной трубы:

$$l = \frac{L}{n_{\text{ТР}}} = \frac{61,74 \cdot 10^3}{7710} = 8 \text{ м}. \quad (\text{А.50})$$

### А.1.3. Конструкционный расчет и расчёт на прочность основных элементов парогенератора

Задача конструкционного расчета заключается в определении габаритных размеров элементов ПГ, их поверхностей теплообмена и отдельных узлов и деталей.

Задачей расчёт на прочность является определение минимально допустимых необходимых размеров, обеспечивающих безусловную надежность и механическую устойчивость их в течение всего срока эксплуатации.

Расчеты проведены по методике, представленной в [5].

#### А.1.3.1. Проверка толщины стенки трубки теплопередающей поверхности

Исходные данные для расчета:

- материал, из которого изготовлены трубки – сталь 12Х18Н10Т;
- наружный диаметр трубы теплопередающей поверхности  $d_n = 16$  мм;
- толщина стенки трубы  $\delta = 1,5$  мм;
- внутренний диаметр труб теплопередающей поверхности  $d_b = 13$  мм;
- средняя температура стенки трубы  $\bar{t}_{ст} = 316,5^\circ\text{C}$ ;
- Давление теплоносителя в трубках  $p_1 = 15,7$  МПа.

Толщина стенки труб теплопередающей поверхности:

$$\delta_p = \frac{p_{1p} \cdot d_b}{2 \cdot \phi \cdot [\sigma_n]} + C, \quad (\text{A.51})$$

где  $\delta_p$  – толщина стенки, мм;

$p_{1p}$  – расчетное давление, кгс/мм<sup>2</sup>;

$\phi$  – минимальный коэффициент прочности элемента, для труб  $\phi = 1$ ;

$[\sigma_n]$  – номинальное допускаемое напряжение, кгс/мм<sup>2</sup>;

$C$  – прибавка к расчетной толщине.



Расчетное давление определяем по формуле:

$$p_{1p} = 0,9 \cdot 1,25 \cdot 0,102 \cdot p_1 = 0,9 \cdot 1,25 \cdot 0,102 \cdot 15,7 = 1,802 \text{ кгс/мм}^2. \quad (\text{A.52})$$

Номинальное допустимое напряжение при  $\bar{t}_{\text{ст}}$  для стали 12X18H10T составляет  $[\sigma_H] = 11,769 \text{ кгс/мм}^2$ .

Тогда из формулы (A.51):

$$\delta_p - C = \frac{1,802 \cdot 13}{2 \cdot 11,769 - 1,802} = 1,077 \text{ мм.}$$

Прибавка к расчетной толщине рассчитывается по формуле:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4, \quad (\text{A.53})$$

где  $C_1$  – минусовой допуск на толщину стенки, мм

$$C_1 = 0,11 \cdot (\delta_p - C) = 0,11 \cdot 1,077 = 0,118 \text{ мм;}$$

$C_2 = 0$  – прибавка на коррозию;

$C_3 = 0$  – прибавка на коррозию;

$C_4$  – утонение стенки в месте гибов, мм.

$$C_4 = \left[ \frac{1,5(a/100 - (\delta_p - C)/d_n)}{1,5a/100 + (\delta_p - C)/d_n} \right] (\delta_p - C), \quad (\text{A.54})$$

где  $a = 12$  – овальность трубы, %.

$$C_4 = \left[ \frac{1,5(12/100 - 1,077/16)}{1,5 \cdot 12/100 + 1,077/16} \right] \cdot 1,077 = 0,304 \text{ мм.}$$

$$C = 0,118 + 0 + 0 + 0,304 = 0,422 \text{ мм.}$$

$$\delta_p = 1,077 + 0,422 = 1,5 \text{ мм.}$$

Из проведённого расчёта делаем вывод, что заданная толщина стенки трубы полностью удовлетворяет условиям надёжности.

#### A.1.3.2. Коллектор теплоносителя

Исходные данные:

					ФЮРА.693410.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата.		118

- материал, из которого изготовлен коллектор – сталь 10ГН2МФА,
- расчётное давление в элементе  $p_{1p} = 1,802 \text{ кгс/мм}^2$ ;
- шаг решётки трубного пучка равен  $S_1 = 19 \text{ мм}$  и  $S_2 = 23 \text{ мм}$ ,
- наружный диаметр труб равен  $d_H = 16 \text{ мм}$ ;

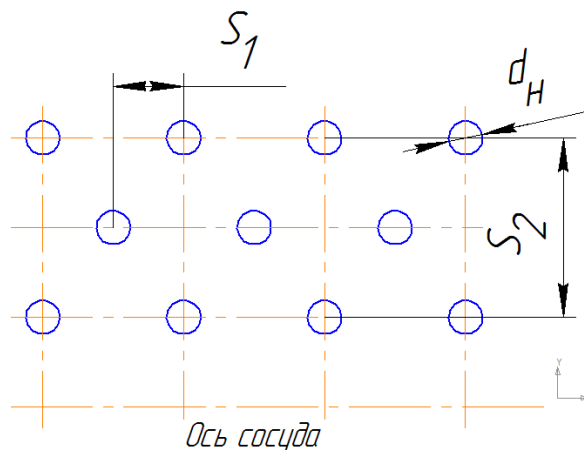


Рисунок А.3 – Схема расположения отверстий в коллекторе

Внутренний диаметр коллектора определим по формуле:

$$d_{\text{вн}}^{\text{к}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \bar{\rho}_1 \cdot w_{\text{к}}}}, \quad (\text{A.55})$$

где  $w_{\text{к}} = 16 \text{ м/с}$  – скорость теплоносителя в коллекторе, принимаем согласно рекомендациям [5];

остальные обозначения пояснены ранее.

$$d_{\text{вн}}^{\text{к}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4187}{\pi \cdot 682 \cdot 16}} = 0,7 \text{ м.}$$

Толщина стенки коллектора определяется по формуле (А.51), в которой:

- $C = 1 \text{ мм}$ ;
- номинальное допустимое напряжение при  $t'_1$  для стали 10ГН2МФА составляет  $[\sigma_{\text{н}}] = 21,824 \text{ кг/мм}^2$ ;

минимальный коэффициент прочности элемента рассчитывается по формулам:

- для продольного ряда:

$$\phi_1 = \frac{2S_1 - d_H}{2S_1} = \frac{38 - 16}{38} = 0,579; \quad (A.56)$$

– для поперечного ряда:

$$\phi_2 = \frac{2(S_2 - d_H)}{S_2} = \frac{2(23 - 16)}{23} = 0,609; \quad (A.57)$$

– для диагонального ряда:

$$\begin{aligned} \phi_3 &= \left( 1 - \frac{2 \cdot d_H}{2 \cdot S_1} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + (S_2 / S_1)^2}} \right) \cdot \left[ \sqrt{1 - 0,75 \left( \frac{(S_2 / S_1)^2}{\sqrt{1 + (S_2 / S_1)^2}} \right)} \right]^{-1} = \\ &= \left( 1 - \frac{2 \cdot 16}{19} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + (23 / 19)^2}} \right) \cdot \left[ \sqrt{1 - 0,75 \left( \frac{(23 / 19)^2}{\sqrt{(23 / 19)^2}} \right)} \right]^{-1} = 0,541. \end{aligned} \quad (A.58)$$

Для подстановки в формулу принимаем наименьший из коэффициентов прочности, т.е.  $\phi = \phi_3 = 0,541$ .

Тогда толщина стенки коллектора:

$$\delta_K = \frac{1,802 \cdot 700}{2 \cdot 0,541 \cdot 21,824 - p_{lp}} 1,802 + 1 = 60 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр коллектора:

$$d_H^K = d_{BH}^K + 2 \cdot \delta_K = 700 + 2 \cdot 60 = 820 \text{ мм.} \quad (A.59)$$

#### A.1.3.3. Корпус парогенератора

Пересчитаем ранее выбранный поперечный шаг  $S_2$  расположения отверстий на наружный диаметр коллектора по формуле:

$$S_{2нар} = S_2 \cdot \frac{d_H^K}{d_{BH}^K} = 23 \cdot \frac{820}{700} = 27 \text{ мм.} \quad (A.60)$$

Определим длину дуги по окружности коллектора, занятую трубками верхнего ряда:

$$L_{K1} = L_{отн} \cdot \pi \cdot d_H^K = 1 \cdot \pi \cdot 0,82 = 2,57 \text{ м,} \quad (A.61)$$

Где  $L_{отн} = 1$  – относительная длина дуги по окружности коллектора, занятая трубками верхнего ряда.

Определим число трубок в верхнем ряду:

$$N_{тр1} = \frac{L_{кл}}{S_{2нар}} = \frac{2,57}{0,027} = 95 \text{ шт.} \quad (A.62)$$

Ширина трубного пучка на уровне верхнего ряда трубок с учетом 3-х вертикальных коридоров (для организации опускного движения воды):

$$B_{п} = N_{тр1} \cdot S_{2нар} + 3 \cdot B_{кор}, \quad (A.63)$$

где  $B_{кор} = 0,1$  м – ширина коридора.

$$B_{п} = 95 \cdot 0,027 + 3 \cdot 0,1 = 2,86 \text{ м.}$$

Определим расстояние между осями коллекторов:

$$X_{ос} = \frac{B_{п}}{2} = \frac{2,86}{2} = 1,43 \text{ м.} \quad (A.64)$$

Ширина  $B_{пр}$  проходов (расстояние между ПДЛ и стенками корпуса ПГ), оставляемых для стока воды из условия:

$$W_{пр} = \frac{D_{пр}}{2 \cdot \rho'_2 \cdot L_{пдл} \cdot B_{пр}} \leq 0,2, \quad (A.65)$$

где  $W_{пр}$  – скорость стока воды с листа, м/с;

$\rho'_2 = 688,4$  – плотность насыщенной воды при давлении рабочего тела, кг/м<sup>3</sup>;

$D_{пр} = 1,55 \cdot D = 1,5 \cdot 73 = 113$  – расход воды, стекающей с листа, кг/с;

$L_{пдл} = 8$  – длина погруженного дырчатого листа, м. Принимается равной средней длине трубок.

Из условия (A.65) выражаем ширину проходов и рассчитываем при  $W_{пр} = 0,2$  м/с:

$$B_{пр} = \frac{D_{пр}}{2 \cdot \rho'_2 \cdot L_{пдл} \cdot W_{пр}} = \frac{113}{2 \cdot 688,4 \cdot 8 \cdot 0,2} = 0,05 \text{ м.} \quad (A.66)$$

Ширина корпуса ПГ на уровне ПДЛ:

$$B_{\text{кпдл}} = B_{\text{пдл}} + 2 \cdot B_{\text{пр}}, \quad (\text{A.67})$$

где  $B_{\text{пдл}} = (1,05 \div 1,1) \cdot B_{\text{п}} = 1,05 \cdot 2,86 = 3,0$  – ширина погруженного дырчатого листа, м;

$$B_{\text{кпдл}} = B_{\text{пдл}} + 2 \cdot B_{\text{пр}} = 3 + 2 \cdot 0,05 = 3,1 \text{ м.}$$

Высота расположения ПДЛ относительно горизонтальной оси корпуса парогенератора определяется с учетом следующих обстоятельств:

- верхний ряд труб поверхности теплообмена располагается обычно на  $h_0 = 0,15 \dots 0,35$  м выше горизонтальной оси ПГ;
- средний весовой уровень воды при заполнении ПГ устанавливают на  $h_1 = 0,25 \dots 0,35$  м выше уровня верхнего ряда труб;
- погруженный дырчатый лист в корпусе ПГ располагается на  $h_b = 0,05 \dots 0,1$  м ниже весового уровня.

Примем  $h_0 = 0,15$  м;  $h_1 = 0,25$  м;  $h_b = 0,05$  м.

Тогда искомая высота расположения ПДЛ относительно горизонтальной оси корпуса ПГ может быть найдена из соотношения:

$$h_{\text{пдл}} = h_0 + h_1 - h_b = 0,15 + 0,25 - 0,05 = 0,35 \text{ м.} \quad (\text{A.68})$$

Используя очевидные геометрические соотношения можно определить внутренний диаметр корпуса парогенератора:

$$D_{\text{вн}}^{\text{к}} = \sqrt{4 \cdot (h_{\text{пдл}})^2 + (B_{\text{кпдл}})^2} = \sqrt{4 \cdot (0,35)^2 + (3,1)^2} = 3,2 \text{ м.} \quad (\text{A.69})$$

Рассчитаем толщину стенки корпуса.

Корпус ПГ состоит из трех цилиндрических обечаек (две боковые и одна центральная) и двух эллиптических днищ. Материал корпуса – сталь марки 10ГН2МФА.

Расчетное давление определяем по формуле:

$$p_{2p} = 0,9 \cdot 1,25 \cdot 0,102 \cdot p_2 = 0,9 \cdot 1,25 \cdot 0,102 \cdot 10 = 1,147 \text{ кгс/мм}^2. \quad (\text{A.70})$$

Номинальное допустимое напряжение при  $t_s$  для стали 10ГН2МФА составляет  $[\sigma_n] = 21,913 \text{ кгс/мм}^2$ .

Центральная обечайка корпуса имеет четыре неукрепленных отверстия под коллектор подвода и отвода теплоносителя, следовательно, расчет ее на прочность проведем с учетом трех коэффициентов прочности по формулам (А.56) –(А.58):

- для продольного ряда  $\phi_1 = 0,644$ ;
- для поперечного ряда  $\phi_2 = 0,855$ ;
- для диагонального ряда  $\phi_3 = 0,719$ .

Толщину стенки центральной обечайки рассчитаем по формуле (А.51) при  $\phi = \phi_3$  и  $C=0$ :

$$\delta_{\text{цo}} = \frac{1,147 \cdot 3200}{2 \cdot 0,644 \cdot 21,913 - 1,147} = 135 \text{ мм.}$$

Толщину стенки боковой обечайки рассчитаем по формуле (А.51) при  $\phi = 1$  и  $C=0$ :

$$\delta_{\text{бo}} = \frac{1,147 \cdot 3200}{2 \cdot 1 \cdot 21,913 - 1,147} = 86 \text{ мм.}$$

Толщину стенки эллиптического днища рассчитаем по формуле:

$$\delta_{\text{эд}} = \frac{p_{2p} \cdot d_{\text{вн}}^{\text{к}}}{4 \cdot \phi \cdot [\sigma_{\text{н}}]} \cdot \frac{d_{\text{вн}}^{\text{к}}}{2H_{\text{д}}}, \quad (\text{А.71})$$

где  $H_{\text{д}} = 0,25 \cdot d_{\text{вн}}^{\text{к}} = 0,25 \cdot 3,2 \cdot 10^3 = 796$  – высота днища, мм.

Считаем, что имеющиеся в двух эллиптических днищах отверстия укреплены патрубками, штуцерами или накладками. Поэтому коэффициент прочности для этих элементов корпуса  $\phi = 1$ .

$$\delta_{\text{эд}} = \frac{1,147 \cdot 3200}{4 \cdot 1 \cdot 21,913} \cdot \frac{3200}{2 \cdot 796} = 80 \text{ мм.}$$

А.1.3.4. Определение конфигурации поперечного сечения пучка тепло-обменных трубок

Число рядов трубок по высоте коллектора при условии одинакового количества трубок в ряду:

$$N_p = \frac{n_{\text{тр}}}{N_{\text{тр1}}}, \quad (\text{A.72})$$

$$N_p = \frac{7710}{95} = 81 \text{ шт.}$$

Определим высоту перфорированной части коллектора при условии одинакового количества трубок в рядах:

$$H'_k = N_p \cdot S_1 = 81 \cdot 0,019 = 1,54 \text{ м.} \quad (\text{A.73})$$

Фактическая высота перфорированной части коллектора при условии неодинакового количества трубок в ряду:

$$H_k = R_{\text{огб}} + h_0, \quad (\text{A.74})$$

$R_{\text{огб}}$  – радиус огибающей поверхности трубного пучка, м;

$$R_{\text{огб}} = \frac{D_{\text{вн}}^k}{2} - h_{\text{дн}}, \quad (\text{A.75})$$

где  $h_{\text{дн}} = 0,12$  – расстояние нижнего ряда труб поверхности теплообмена от образующей корпуса ПГ, м.

$$R_{\text{огб}} = \frac{3,2}{2} - 0,12 = 1,48 \text{ м.}$$

$$H_k = 1,48 + 0,15 = 1,63 \text{ м.}$$

Значение высоты  $H_k$  должно быть не меньше ранее найденной высоты коллектора  $H'_k$  (при одинаковом количестве трубок в рядах), т.е. должно выполняться условие  $H_k \geq H'_k$ .  $1,63 > 1,54$ , следовательно, условие выполняется.

Определим минимальную высоту перфорированной части коллектора, используя очевидные геометрические соотношения:

$$H_{\text{к.мин}} = h_0 + \sqrt{R_{\text{огб}}^2 - \frac{B_{\text{п}}^2}{4}} = 0,15 + \sqrt{1,48^2 - \frac{2,86^2}{4}} = 0,5 \text{ м.} \quad (\text{A.76})$$

#### А.1.3.5. Толщина крышек люков - лазов и крышки коллектора теплоносителя

Толщина крышек, люков-лазов и крышки коллектора теплоносителя может быть рассчитана по формуле:

$$\delta = \frac{K}{K_0} \cdot d \cdot \sqrt{\frac{p_p}{[\sigma_H]}}, \quad (A.77)$$

где  $K = 0,6$  для крышек;

$d$  – средний диаметр окружности болтов;

$K_0 = 1 - 0,43 \cdot (d_0 / d)$  для крышек с отверстием.

Диаметр отверстий под болты  $d_0 = 20$  мм.

Определим толщину крышки люков-лазов:

средний диаметр окружности болтов люков-лазов  $d = 600$  мм;

номинальное допустимое напряжение при  $t_s$  для стали 10ГН2МФА составляет  $[\sigma_H] = 21,913$  кгс/мм<sup>2</sup>;

расчетное давление  $p_p = p_{2p} = 1,147$  кгс/мм<sup>2</sup>;

$$K_0 = 1 - 0,43 \cdot \frac{20}{600} = 0,986;$$

$$\delta_{\text{кр}}^{\text{ЛЛ}} = \frac{0,6}{0,986} \cdot 600 \cdot \sqrt{\frac{1,147}{21,913}} = 84 \text{ мм.}$$

Определим толщину крышки коллекторов:

средний диаметр окружности болтов  $d = d_H^K = 820$  мм;

номинальное допустимое напряжение при  $t'_1$  для стали 10ГН2МФА составляет  $[\sigma_H] = 21,824$  кг/мм<sup>2</sup>;

расчетное давление  $p_p = p_{1p} = 1,802$  кгс/мм<sup>2</sup>;

$$K_0 = 1 - 0,43 \cdot \frac{20}{820} = 0,989;$$

$$\delta_{\text{кр}}^{\text{кол}} = \frac{0,6}{0,989} \cdot 820 \cdot \sqrt{\frac{1,802}{21,824}} = 140 \text{ мм.}$$



#### А.1.3.6. Система раздачи питательной воды

Устройство раздачи питательной воды состоит коллектора, проходящего вдоль ПГ и соединенного с патрубком на боковой стороне корпуса. К коллектору присоединены раздающие коллекторы, имеющие по своей длине трубки для выхода питательной воды. Задавшись скоростью в коллекторе питательной воды и раздающих трубах (выбирается в диапазоне 5–6 м/с), определим их диаметры проходного сечения:

$$d_{\text{вн}}^{\text{пат}} = \sqrt{\frac{4 \cdot D_{\text{пв}} \cdot \vartheta_{\text{пв}}}{W_{\text{пв}} \cdot n \cdot \pi}}, \quad (\text{A.78})$$

где  $W_{\text{пв}} = 5$  – скорость воды в патрубке, м/с;

$\vartheta_{\text{пв}} = 1,217 \cdot 10^{-3}$  – удельный объем питательной воды, м<sup>3</sup>/кг;

$n=1$  – количество труб.

$$d_{\text{вн}}^{\text{пат}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 73,365 \cdot 1,217 \cdot 10^{-3}}{5 \cdot 1 \cdot \pi}} = 150 \text{ мм.}$$

Номинальное допустимое напряжение при  $t_s$  для стали 12X18H10T составляет  $[\sigma_n] = 11,846 \text{ кгс/мм}^2$ .

Толщину патрубка определим по формуле (A.51) при  $\phi=1$  и  $p_{2p} = 1,147 \text{ кгс/мм}^2$ :

$$\delta_{\text{пат}} = \frac{1,147 \cdot 150}{2 \cdot 1 \cdot 11,846 - 1,147} = 8 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9941-81 выбираем трубу размерами 170x8 мм.

Диаметр коллектора:

$$d_{\text{вн}}^{\text{кол}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 73,365 \cdot 1,217 \cdot 10^{-3}}{5 \cdot 2 \cdot \pi}} = 107 \text{ мм.}$$

Толщина коллектора:

$$\delta_{\text{кол}} = \frac{1,147 \cdot 107}{2 \cdot 1 \cdot 11,846 - 1,147} = 5 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9941-81 выбираем трубу размерами 120x5 мм.

					ФЮРА.693410.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист.	№ докум.	Подп.	Дата.		126

Раздающие трубы:

$$d_{\text{вн}}^{\text{раз}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 73,365 \cdot 1,217 \cdot 10^{-3}}{5 \cdot 10 \cdot \pi}} = 48 \text{ мм};$$

$$\delta_{\text{раз}} = \frac{1,147 \cdot 47}{2 \cdot 1 \cdot 11,846 - 1,147} = 2,5 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9941-81 выбираем трубу размерами 53x2,5 мм.

#### А.1.3.7. Коллектор пара

Коллектор пара представляет собой одну трубу коллектора и 10 пароотводящих труб.

Определим диаметр пароотводящих труб:

$$d_{\text{вн}}^{\text{потв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot D}{\rho_2'' \cdot W_{\text{отв}} \cdot n \cdot \pi}}, \quad (\text{А.79})$$

где  $W_{\text{отв}} = 10$  – скорость пара, м/с;

$\rho_2'' = 55,45$  – плотность насыщенного пара, кг/м<sup>3</sup>;

$n=10$  – количество труб.

$$d_{\text{вн}}^{\text{потв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 73}{55,45 \cdot 10 \cdot 10 \cdot \pi}} = 0,128 \text{ м.}$$

Номинальное допустимое напряжение при  $t_s$  для стали 22К составляет  $[\sigma_H] = 12,546 \text{ кгс/мм}^2$ .

Толщину пароотводящих труб определим по формуле (А.51) при  $\phi = 1$  и  $p_{2p} = 1,147 \text{ кгс/мм}^2$ :

$$\delta_{\text{потв}} = \frac{1,147 \cdot 129}{2 \cdot 1 \cdot 11,846 - 1,147} = 6 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 8734-75 выбираем трубу размерами 140x6 мм.

Диаметр коллектора:

$$d_{\text{вн}}^{\text{кп}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 73}{55,45 \cdot 10 \cdot 1 \cdot \pi}} = 409 \text{ мм.}$$

Номинальное допустимое напряжение при  $t_s$  для стали 16ГС составляет  $[\sigma_n] = 15,223 \text{ кгс/мм}^2$ .

Толщина коллектора:

$$\delta_{\text{кп}} = \frac{1,147 \cdot 107}{2 \cdot 1 \cdot 15,223 - 1,147} = 16 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 8734-75 выбираем трубу размерами 426x16 мм.

#### А.1.4. Расчет осадительной (гравитационной) сепарации

Задачей расчёта осадительной сепарации является подтверждение того, что данная компоновка достаточна для поддержания значения влажности в допустимом диапазоне.

Приведенная скорость пара при проходе через зеркало испарения:

$$W''_0 = \frac{D}{\rho''_2 \cdot F_{\text{зи}}}, \quad (\text{A.80})$$

где  $F_{\text{зи}}$  – площадь зеркала испарения,  $\text{м}^2$ .

$$F_{\text{зи}} = F_{\text{пдл}} = B_{\text{пдл}} \cdot l = 3 \cdot 8 = 24 \text{ м}^2 \quad (\text{A.81})$$

$$W''_0 = \frac{73}{55,45 \cdot 24} = 0,055 \text{ м/с.}$$

Определим действительный (с учетом вспухания) уровень воды над ПДЛ:

$$h_d = \frac{h_b}{1 - \varphi_6}, \quad (\text{A.82})$$

где  $\varphi_6$  – истинное объёмное паросодержание при барботаже пара через слой воды на ПДЛ.

$$\varphi_6 = \frac{W''_0}{W''_0 + (0,65 - 0,039 p_2)} = \frac{0,055}{0,055 + (0,65 - 0,039 \cdot 10)} = 0,174. \quad (\text{A.83})$$

$$h_d = \frac{0,05}{1 - 0,174} = 0,061 \text{ м.}$$

Определим высоту парового объема:

$$h_{\text{по}} = \frac{D_{\text{вн}}^{\text{к}}}{2} - (h_{\text{подл}} + h_d) = \frac{3,2}{2} - (0,35 + 0,06) = 1,18 \text{ м.} \quad (\text{A.84})$$

Определим критическое значение высоты парового объема по формуле:

$$h_{\text{по}}^{\text{кр}} = 0,087 \cdot (W''_0 \cdot F(p))^{1,3}, \quad (\text{A.85})$$

где  $F(p)$  – параметр, учитывающий влияние давления на процесс гравитационной сепарации, находится по формуле:

$$F_p = 3,45 \cdot 10^3 \cdot \left[ \frac{\rho_2'' \cdot (\rho_2')^2}{(\rho_2' - \rho_2'')^6} \right]^{0,25} = 3,45 \cdot 10^3 \cdot \left[ \frac{55,45 \cdot (688,4)^2}{(688,4 - 55,45)^6} \right]^{0,25} = 15,512. \quad (\text{A.86})$$

$$h_{\text{по}}^{\text{кр}} = 0,087 \cdot (0,055 \cdot 15,512)^{1,3} = 0,071 \text{ м.}$$

Определим влажность пара на выходе из ПГ по формуле:

$$Y = 6,1 \cdot 10^9 \cdot \frac{\text{Fr}^{1,98}}{\text{Ar}^{1,1}} \cdot \frac{\sqrt{\frac{\sigma'}{\rho_2' - \rho_2''}}}{h_{\text{по}}}, \quad (\text{A.87})$$

где  $\text{Fr}$  – число Фруда, определяется по формуле:

$$\text{Fr} = \frac{(W''_0)^2 \cdot h_{\text{по}}}{g} = \frac{0,055^2 \cdot 1,18}{9,81} = 3,64 \cdot 10^{-4}; \quad (\text{A.88})$$

$\text{Ar}$  – число Архимеда, определяется по формуле:

$$\text{Ar} = \frac{g \cdot \left( \sqrt{\frac{\sigma'}{\rho_2' - \rho_2''}} \right)^3}{\nu^2} \cdot \left( \frac{\rho_2'}{\rho_2''} - 1 \right) = \frac{9,8 \cdot \left( \sqrt{\frac{1,186 \cdot 10^{-2}}{688,4 - 55,45}} \right)^3}{3,642 \cdot 10^{-7}} \cdot \left( \frac{688,4}{55,45} - 1 \right) = 6,845 \cdot 10^7. \quad (\text{A.89})$$

$\sigma' = 1,186 \cdot 10^{-2} \text{ Н/м}$  – поверхностное натяжение воды,

$\nu = 3,642 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$  – кинематическая вязкость воды.

$$Y = 6,1 \cdot 10^9 \cdot \frac{3,64 \cdot 10^{-41,98}}{6,845 \cdot 10^{71,1}} \cdot \frac{\sqrt{\frac{1,186 \cdot 10^{-2}}{688,4 - 55,45}}}{1,18} = 0,01514 \cdot 10^{-4}.$$

По данным расчёта делаем вывод, что необходимая сепарация пара обеспечивается, т.к. влажность пара на выходе из ПГ меньше 0,2 %.

#### А.1.5. Гидравлический расчет

Задачей данного расчета является определение гидравлических сопротивлений движению теплоносителя.

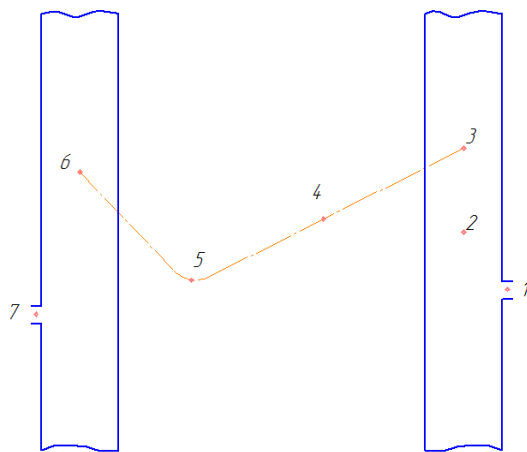


Рисунок А.4 – Обозначение гидравлических сопротивлений при течении ТН

- 1 – вход в коллектор;
- 2 – трение в коллекторе;
- 3 – вход в трубки;
- 4 – трение в трубках;
- 5 – поворот на 180°;
- 6 – выход из трубок;
- 7 – выход из коллектора.

Потери давления на трение вычисляются по формуле:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi_{\text{т}} \cdot \frac{L_{\text{к}}}{d_{\text{в}}} \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_1^2}{2}, \quad (\text{А.90})$$

где  $\xi_{\text{т}}$  – коэффициент сопротивления на трение;

$L_K$  – длина канала, м;

$d_b$  – внутренний диаметр канала, м;

$\rho_1$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega_1$  – скорость теплоносителя, м/с.

Потери давления от местных сопротивлений вычисляются по формуле:

$$\Delta p_M = \xi_M \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_1^2}{2}, \quad (A.91)$$

где  $\xi_M$  – и коэффициент местного сопротивления.

Теплофизические и геометрические характеристики, для расчета гидравлических потерь:

- средняя плотность теплоносителя  $\bar{\rho}_1 = 682$  кг/м<sup>3</sup>;
- плотность теплоносителя на входе в участок  $\rho_{1\text{вх}} = 675,4$  кг/м<sup>3</sup>;
- плотность теплоносителя на выходе из участка  $\rho_{1\text{вых}} = 688,5$  кг/м<sup>3</sup>;
- средняя кинематическая вязкость теплоносителя  $\bar{\nu}_1 = 1,184 \cdot 10^{-7}$  м<sup>2</sup>/с;
- средняя скорость теплоносителя на участке  $\bar{\omega}_1 = 6$  м/с;
- скорость теплоносителя на входе в участок  $\omega_{1\text{вх}} = 6,06$  м/с;
- скорость теплоносителя на выходе из участка  $\omega_{1\text{вых}} = 5,94$  м/с;
- средняя скорость теплоносителя в коллекторе  $\bar{\omega}_{1к} = 15,96$  м/с;
- скорость теплоносителя на входе в коллектор  $\omega_{1к\text{вх}} = 16,1$  м/с;
- скорость теплоносителя на выходе из коллектора  $\omega_{1к\text{вых}} = 15,8$  м/с;
- внутренний диаметр труб  $d_b = 13$  мм;
- внутренний диаметр коллектора  $d_{\text{вн}}^к = 700$  мм;
- длина труб  $l = 8$  м;
- длина коллектора  $L_K = 4$  м.

Рассчитаем потери давления на входе в коллектор по формуле (A.91):

Коэффициент местного сопротивления на входе в коллектор (сужение потока) рассчитывается по формуле:

$$\xi_{\text{МКВХ}} = 1,1 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{\omega_{1\text{КВЫХ}}}{\omega_{1\text{КВХ}}} \right)^2 \right] = 1,1 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{15,8}{16,1} \right)^2 \right] = 0,041. \quad (\text{A.92})$$

$$\Delta p_1 = 0,041 \cdot \frac{675,4 \cdot 16,1^2}{2} = 3600 \text{ Па}.$$

Рассчитаем потери давления на трение в коллекторах по формуле (A.90):

Коэффициент трения зависит от относительной шероховатости.

Для режима течения с  $Re_1 > Re_{\text{ПЕР}} \approx 120 \cdot d_{\text{ВН}}^{\text{К}} / \delta_{\text{Ш}}$  коэффициент трения будет равен:

$$\xi_{\text{ТК}} = [1,74 + 2 \cdot \text{Lg}(r_{\text{К}} / \delta_{\text{Ш}})]^{-2}, \quad (\text{A.93})$$

где  $r_{\text{К}} = 350$  – радиус коллектора, мм;

$\delta_{\text{Ш}} = 0,05$  – относительная шероховатость для нержавеющей стали, мм.

Определим режим течения в коллекторе по формулам:

$$Re_1^{\text{КОЛ}} = \frac{\bar{\omega}_{1\text{К}} \cdot d_{\text{ВН}}^{\text{К}}}{\bar{v}_1} = \frac{15,96 \cdot 700 \cdot 10^{-3}}{1,184 \cdot 10^{-7}} = 9,433 \cdot 10^7; \quad (\text{A.94})$$

$$Re_{\text{ПЕР}}^{\text{КОЛ}} \approx 120 \cdot \frac{d_{\text{ВН}}^{\text{К}}}{\delta_{\text{Ш}}} = 120 \cdot \frac{700 \cdot 10^{-3}}{0,05 \cdot 10^{-3}} = 1,68 \cdot 10^6. \quad (\text{A.95})$$

Так как  $Re_1^{\text{КОЛ}} > Re_{\text{ПЕР}}^{\text{КОЛ}}$ , то

$$\xi_{\text{ТК}} = [1,74 + 2 \cdot \text{lg}(350 / 0,05)]^{-2} = 0,011.$$

$$\Delta p_2 = 0,011 \cdot \frac{4}{0,7} \cdot \frac{682 \cdot 15,96^2}{2} = 5600 \text{ Па}.$$

Рассчитаем потери давления при входе в трубки по формуле (A.91) при

$$\xi_{\text{М}}^{\text{ВХ}} = 0,5:$$

$$\Delta p_3 = 0,5 \cdot \frac{675,4 \cdot 6,06^2}{2} = 6200 \text{ Па}.$$

Рассчитаем потери давления на трение в трубках по формуле (A.90):

Определим режим течения в трубках по формулам:

$$\text{Re}_1^{\text{TP}} = \frac{\bar{\omega}_1 \cdot d_B}{\bar{v}_1} = \frac{6 \cdot 13 \cdot 10^{-3}}{1,184 \cdot 10^{-7}} = 6,59 \cdot 10^5; \quad (\text{A.96})$$

$$\text{Re}_{\text{ПЕР}}^{\text{TP}} \approx 120 \cdot \frac{d_B}{\delta_{\text{III}}} = 120 \cdot \frac{13 \cdot 10^{-3}}{0,05 \cdot 10^{-3}} = 3,12 \cdot 10^4. \quad (\text{A.97})$$

Так как  $\text{Re}_1^{\text{TP}} > \text{Re}_{\text{ПЕР}}^{\text{TP}}$ , то

$$\xi_{\text{гтр}} = [1,74 + 2 \cdot \lg(6,5 / 0,05)]^{-2} = 0,028.$$

$$\Delta p_4 = 0,028 \cdot \frac{8}{0,013} \cdot \frac{682 \cdot 6^2}{2} = 21220 \text{ Па}.$$

Рассчитаем потери давления при повороте в U – образных трубках по формуле (A.91) при  $\xi_{\text{М}}^{\text{пов}} = 0,2$ :

$$\Delta p_5 = 0,2 \cdot \frac{682 \cdot 6^2}{2} = 2500 \text{ Па}.$$

Рассчитаем потери давления при выходе из трубок по формуле (A.91) при  $\xi_{\text{М}}^{\text{вых}} = 1$ :

$$\Delta p_6 = 0,5 \cdot \frac{688,5 \cdot 5,94^2}{2} = 12160 \text{ Па}.$$

Рассчитаем потери давления на выходе из коллектора по формуле (A.91):

Коэффициент местного сопротивления:

$$\xi_{\text{МКВЫХ}} = 0,5 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{\omega_{1\text{КВЫХ}}}{\omega_{1\text{КВХ}}} \right)^2 \right] = 1,1 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{15,8}{16,1} \right)^2 \right] = 0,01. \quad (\text{A.98})$$

$$\Delta p_7 = 0,01 \cdot \frac{688,5 \cdot 15,8^2}{2} = 1000 \text{ Па}.$$

Суммарные гидравлические потери:

$$\Delta p_{\text{TH}} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5 + \Delta p_6 + \Delta p_7. \quad (\text{A.99})$$

$$\Delta p_{\text{TH}} = (3600 + 5600 + 6200 + 21220 + 2500 + 12160 + 1000) \cdot 10^{-3} = 52,3 \text{ кПа}.$$